



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**POJEZDOVÝ MECHANISMUS MOSTOVÉHO  
JEŘÁBU 60 T S VAHADLOVÝM USPOŘÁDÁNÍM**

TRAVEL MECHANISM OF A 60 T BRIDGE CRANE WITH A ROCKER ARM ARRANGEMENT

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Michal Ptáčník**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**

**BRNO 2021**



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Michal Ptáčník**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Pojezdový mechanismus mostového jeřábu 60 t s vahadlovým uspořádáním

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh pojezdového mechanismu mostového jeřábu s vahadlovým uspořádáním kol.

Základní technické parametry:

Nosnost jeřábu 60 t

rychlost pojezdu 50 m/min,

skupinová klasifikace mechanismu dle ČSN ISO 4301 M5

### Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných konstrukčních řešení pojezdových mechanismů jeřábů.

Vlastní zdůvodněný návrh.

Funkční a pevnostní výpočty.

Celková sestava.

Dílenské výkresy hlavních částí.

### Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.

KULKA Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6.

SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí.  
Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá výpočtem a návrhem konkrétního pojezdového mechanismu mostového jeřábu, který se pohybuje uvnitř haly. Pojezdový mechanismus je uložen ve vahadlovém uspořádání a nosnost jeřábu je 60 tun. V rešeršní části je pojednáváno o obdobných konstrukčních řešeních. Následně je navržen motor, převodovka a brzdy. Dále je proveden výpočet jednotlivých komponent pojezdového mechanismu. Výstupem celé práce je výkresová dokumentace.

## KLÍČOVÁ SLOVA

mostový jeřáb, pojezdový mechanismus, vahadlové uspořádání, pojezdové kolo, motor, převodovka, brzda

## ABSTRACT

The bachelor's thesis deals with the calculation and the design of a concrete running mechanism of the bridge crane, which moves inside the hall. The running mechanism is stored in a pendulum arrangement, and the lifting capacity of the crane is 60 tons. The research part deals with similar design solutions. Subsequently, the engine, gearbox and brakes are designed. Further, the calculation of the individual components of the running mechanism is carried out. The output of the whole work is the drawing documentation.

## KEYWORDS

bridge crane, running gear, rocker arm arrangement, running wheel, engine, gearbox, brake

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PTÁČNÍK, M. *Pojezdový mechanismus mostového jeřábu 60 t s vahadlovým uspořádáním*. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 68 s. Vedoucí diplomové práce Miroslav Škopán.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2021

.....

Michal Ptáčník

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval své rodině, přátelům, a především přítelkyni Kristýně, za podporu a pomoc.



# OBSAH

<b>Úvod .....</b>	<b>10</b>
<b>1 Jeřáby .....</b>	<b>11</b>
1.1 Hlavní pojmy .....	11
1.2 Mostový jeřáb .....	12
1.2.1 Pojezdové ústrojí mostového jeřábu.....	13
1.2.2 Příčení jeřábů .....	15
1.2.3 Pojezdová kola.....	15
1.2.4 Pohon .....	16
1.2.5 Převodovky .....	16
1.2.6 Spojky .....	16
1.2.7 Nárazníky.....	17
1.2.8 Brzdy a odbrzdovače.....	17
1.3 Koncepční návrh pojezdového mechanismu .....	18
<b>2 Výpočtová část .....</b>	<b>19</b>
2.1 Volba velikosti pojezdového kola a kolejnice .....	19
2.2 Výpočet zatížení pojezdových kol .....	19
2.3 Tloušťka maximálního smyku .....	24
2.4 Prokázání statické únosnosti .....	24
2.5 Prokázání únavové pevnosti .....	26
2.6 Výpočet mechanismu pojezdu jeřábu .....	27
2.6.1 Výpočet výkonu motoru .....	27
2.6.2 Kontrola motoru .....	30
2.6.3 Výpočet brzdy .....	34
2.7 Kontrolní výpočet hřídele u hnacího kola a hnaného kola .....	37
2.7.1 Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti .....	40
2.7.2 Výpočet vzhledem k meznímu stavu únavy .....	46
2.7.3 Výpočet trvanlivosti ložisek .....	55
2.7.4 Kontrola pera v místě přenášení kroutící momentu z motoru na hřídel .....	56
2.7.5 Kontrola pera v místě přenášení kroutící momentu z hřídele na kolo .....	57
<b>Závěr .....</b>	<b>58</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů.....</b>	<b>61</b>
<b>Seznam příloh .....</b>	<b>68</b>

## Úvod

Jeřáby jsou zdvihací zařízení, které slouží k přemísťování břemene. Uplatňují se v mnoha odvětvích, ať jde o provoz na stavbách, skladech, v montážních halách apod.

Mostový jeřáb je jedním z nejrozšířenějších typů jeřábů. Nejčastěji je umístěn v horních částech haly, kde pojíždí po kolejnicích. Jeho název je odvozen od typické konstrukce, kterou tvoří jeřábový most.

### Cíle práce

Cílem bakalářské práce je konstrukční návrh pojezdového mechanismu mostového jeřábu s vahadlovým uspořádáním. V teoretické části práce pojednává o kritické rešerši obdobných pojezdových mechanismů a jejich částí. Výpočtová část se zabývá návrhem motoru, převodovky a brzdy. Následují funkční výpočty částí pojezdového ústrojí. Výstupem celé bakalářské práce je výkresová dokumentace celkové sestavy mostového jeřábu doplněna o dílenské výkresy hlavních částí.

# 1 JEŘÁBY

Jeřáby jsou zdvihací zařízení, která přemísťují břemeno svislým a vodorovným pohybem ve vymezeném prostoru. Skládají se z nosné ocelové konstrukce a různých mechanismů jako například zdvihový, pojezdový atd.

Jeřáby jsou děleny podle:

- **tvaru jeřábu** – vzhledem k nosné konstrukci rozdělujeme jeřáby na: mostový, portálový, poloportálový, sloupový, věžový, konzolový, mobilní, železniční, plovoucí, lanový jeřáb atd.
- **druhu pohonu** – elektrický, spalovací, hydraulický, pneumatický nebo ruční
- **druhu pohybu jeřábu nebo jeho části** – nepojízdné, pojezdové, otočné, plovoucí a se sdruženými pohyby
- **druhu práce a místo použití** – montážní, dílenské, hutní, nádvorní, skládkové, stavební, železniční, přístavní atd.
- **druhu ovládání** – z kabiny, ze země, závěsným panelem, dálkovým ovládáním atd.
- **prostředků pro uchopení břemene** – pomocí háku, drapáku nebo magnetu.

## 1.1 HLAVNÍ POJMY

Hlavní pojmy jsou převzaty z ČSN ISO 4306-1.

- **kočka** – je zařízení které zdvihá břemeno do určité výšky. Kočky pro mostové jeřáby s hákem dělíme na kočky podvěsné (pojízďejí po spodních přírubách I-profilu jedonosníkových jeřábů) a kočky dvojkolejnicové (pojízďejí po vrchních přírubách I-profilu dvou nosníkových jeřábů)
- **jmenovitá hmotnost jeřábů** – je maximální hmotnost břemene v tunách nebo kilogramech, kterým se smí jeřáb zatížit, musí být viditelně označena na jeřábu
- **rozpětí jeřábu** – je vodorovná vzdálenost mezi pojezdovými koly
- **rozchod** – je vodorovná vzdálenost mezi jeřábovými kolejnicemi
- **rozvor jeřábu** – je osová vzdálenost pojezdových kol ve směru jeřábové dráhy
- **vyložení jeřábu** – je vodorovná vzdálenost svislé osy závěsu břemene od osy otáčení (u jeřábu s otočným výložníkem) nebo od hrany klopení (u jeřábů s neotočným výložníkem)
- **dojezdová míra jeřábu** – je vzdálenost osy háku od čela vlastního nárazníku na mostu, portálu apod.
- **průjezdový profil jeřábu** – je dán obrysem jeřábu a jeho vůlemi
- **výška zdvihu** – je svislá vzdálenost mezi nejnížší a nejvyšší pracovní polohou háku
- **rychlost zdvihací a pojízďecí** – udává se v  $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$
- **otáčecí rychlost** – udává se v  $\text{ot} \cdot \text{s}^{-1}$
- **sklápěcí rychlost** – čas potřebný ke vztyčení nebo sklopení výložníku z jedné krajní polohy do druhé. [11] [1]

## 1.2 MOSTOVÝ JEŘÁB

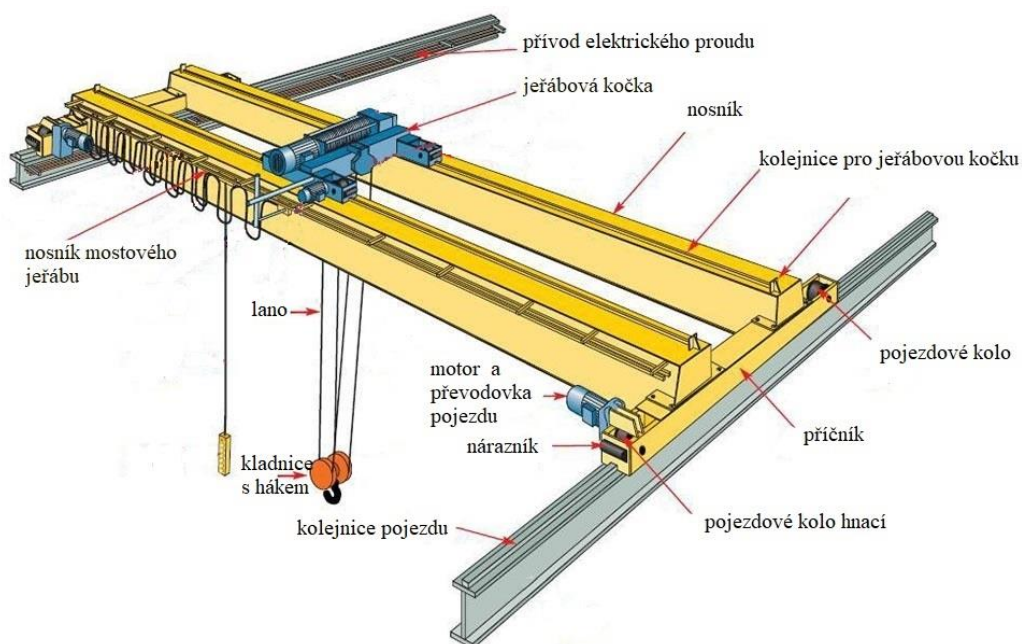
Mostový jeřáb je zdvihací zařízení určené ke zvedání a přemísťování břemene ve svislém a vodorovném směru, pohybuje po vyvýšené jeřábové dráze v horních částech objektu, ve kterém je jeřáb umístěný. Běžně se používá ve skladech, strojovnách, nádvorních skládkách, mechanických a montážních halách apod. [5]

Mostové jeřáby jsou děleny na: běžné s hákem, drapákové a magnetové, hutní a jeřáby zvláštních konstrukcí (odpovídající speciálním požadavkům například stohovací, podvěsné atd.)

Hlavní části mostového jeřábu jsou:

- jeřábový most s jedním nebo více nosíky, po jeřábovém mostě pojíždí kočka
- jeřábová kočka (se zdvihacím a pojezdovým ústrojí)
- pojezdové ústrojí
- kabina pro jeřábníka [1][2]

Části mostového jeřábu jsou znázorněny na Obr. 1.



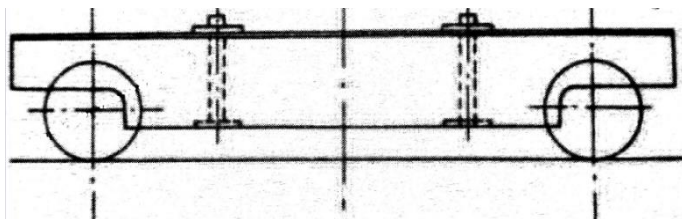
Obr. 1 Dvounosíkový mostový jeřáb a jeho části upraveno dle [21]

### 1.2.1 POJEZDOVÉ ÚSTROJÍ MOSTOVÉHO JEŘÁBU

Mostový jeřáb pojíždí na čtyřech nebo více kolech, z nichž bývá poháněna polovina, třetina nebo čtvrtina protilehlých kol obou větví, případně jsou poháněna všechna kola viz Obr. 8. Jeřáb je po kolejnicích veden oboustrannými nákolky, které zabráňují kolu sjet z kolejnice, stejnou funkci mohou zajišťovat i postranní horizontální kladky. [1]

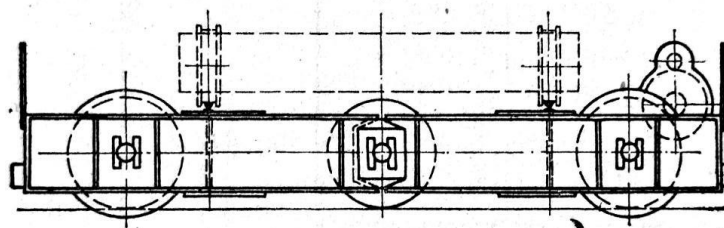
Mechanismus pojezdu jeřábu dělíme z hlediska počtu kol na:

- **na čtyřech kolech s neděleným příčnickem (Obr. 2)** – tento způsob se používá pro jeřáby s menší nosností a hmotností



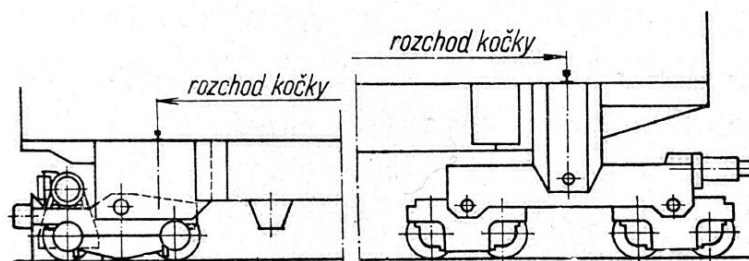
Obr. 2 Mechanismus pojezdu na čtyřech kolech s neděleným příčnickem [1]

- **na šesti a méně kolech s dělenými příčnickami (Obr. 3)** – tento způsob se používá pro jeřáby s větší nosností a hmotností než jeřáb uložený na čtyřech kolech



Obr. 3 Mechanismus pojezdu na šesti kolech s dělenými příčnickami [1]

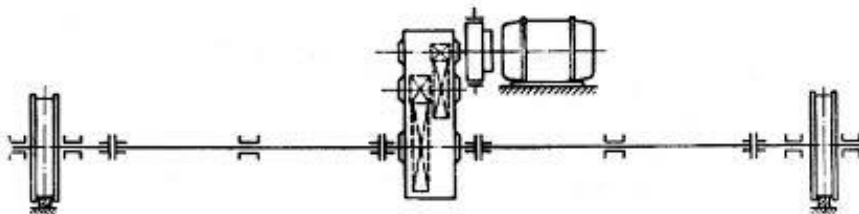
- **na osmi a více kolech (Obr. 4)** – vždy jsou dvě pojezdová kola ukládána do vahadel a teprve na vahadla je usazena konstrukce jeřábu. Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemene je tak lépe rozloženo do kol a kolejnic. Aby byla všechna kola stejně namáhaná musí se zvolit správná délka ramen vahadel. [1][2]



Obr. 4 Mechanismus pojezdu na osmi a více kolech [1]

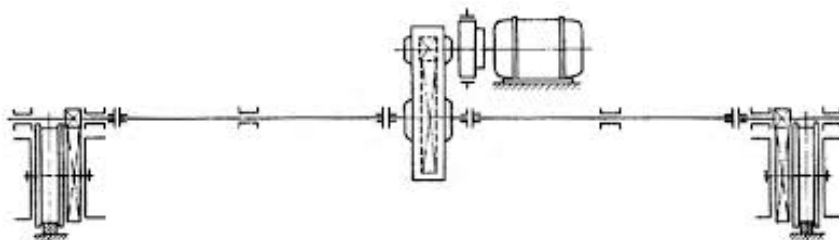
Pohon hnacích kol je dělen na:

- **centrální pohon průběžným hřídelem pomaloběžným (Obr. 5)** – tento způsob spočívá v umístění motoru uprostřed jeřábového mostu. Výhoda je nutnost jen jednoho motoru a převodovky na 2 hnací kola. Nevýhodou je velký krouticí moment, z tohoto důvodu je nutné hřídel pro přenos krouticího momentu dimenzovat. Tento způsob se již dnes nevyužívá.



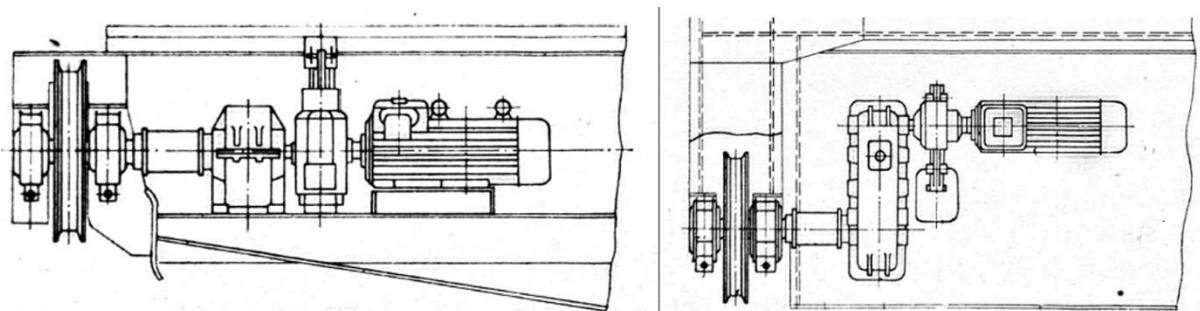
Obr. 5 Centrální pohon průběžným hřídelem pomaloběžným[8][9]

- **centrální pohon průběžným hřídelem o středních otáčkách (Obr. 6)** – pohon je řešen obdobným způsobem jako u centrálního pohonu průběžným hřídelem pomaloběžným s tím rozdílem, že jsou využity nižší otáčky. Lze tedy použít kluzná ložiska s tuhým mazáním. Tento způsob se dnes také nevyužívá.



Obr. 6 Centrální pohon průběžným hřídelem o středních otáčkách [8][9]

- **rozdělený vícemotorový pohon jeřábu (Obr. 7)** – každá strana jeřábu je poháněna vlastním motorem s převodovkou a brzdou, tento způsob je dnes nejpoužívanější. Výhodou je, že zde není průběžná hřídel a jeřáb se nepřičí, nevýhodou je, že jsou nutné dva motory a dvě převodovky. Pro toto uložení musí být jeřáb dostatečně tuhý.[1]

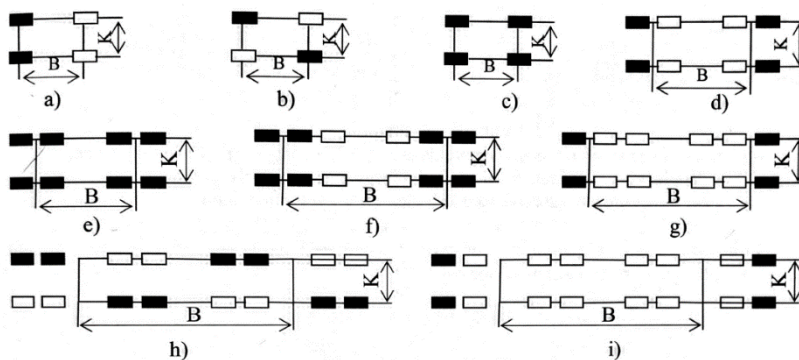


Obr. 7 Rozdělený vícemotorový pohon jeřábu 59[1]

### 1.2.2 PŘÍČENÍ JEŘÁBŮ

Jako nežádoucí jev spojený s provozem nebo nesprávnou konstrukcí jeřábu je jeho příčení. K příčení jeřábů může docházet z mnoha důvodů, například v důsledku rozdílného pohybu poháněných pojezdových kol na opačných stranách jeřábu. Dalším důvodem vzniku příčení jeřábu je použití nákolků, u kterých dochází ke tření mezi nákolkem a kolejnicí a tím k zbrzdování jedné strany jeřábu oproti druhé, navíc se více opotřebovávají kolejnice i pojezdová kola. K příčení jeřábu může přispět i špatná geometrie kol, případně jejich nepřesné uložení. Dalšími důvody příčení mohou být nerovnoměrné uložení kolejnic, výškové rozdíly mezi protilehlými kolejnicemi nebo rozdílný stav povrchů kolejnic.

Jako řešení se nabízí použití vodící kladky místo nákolku, použití kol s kuželovou oběžnou plochou nebo kol s přesně vysoustruženým rozměrem (aby byla všechna pojezdová kola stejná). Zabránění příčení jeřábu je dále možné vyrovnáním os kol, výškovým i směrovým vyrovnáním kolejnic, nebo poháněním kol dle Obr. 8, přitom nejlepší řešení je pohánění všech kol. [1]



Obr. 8 Příklad rozmístění poháněných pojezdových kol (tmavá jsou poháněna) upraveno [8]

### 1.2.3 POJEZDOVÁ KOLA

Pojezdová kola jsou vyráběna odléváním nebo kováním v zápustkách. Pro odlévání je použit například materiál EN-GJS 600-3 [14] a pro kování v zápustkách GE 300.[14] V případě ručního pohonu lze zvolit pojezdová kola litá. U kol s nákolkem je ponechávána vůle mezi kolejnicí a nákolkem pět až deset milimetrů. Kola jsou uložena na kluzných nebo valivých ložiskách. Ložiska je nutné navrhovat tak, aby byl umožněn i axiální pohyb kola.

Pojezdová kola jsou dělena na:

- **pojezdová kola s dvěma nákolky** – nákolky zachycují boční síly
- **pojezdová kola bandážová** – výhodou je vyšší životnost kol
- **pojezdová kola s jedním nákolkem** – používají se u podvěsných koček a jeřábů
- **pojezdová kola bez nákolků** – používají se u pojezdu těžkých hutních jeřábů, aby nedocházelo k příčení jeřábů a zbytečnému opotřebení nákolků.[1]

### 1.2.4 POHON

K pohonu jeřábu jsou takřka výhradně používány elektromotory. Mezi jejich výhody patří velká účinnost, snadná regulace otáček, malá hmotnost a nízká cena. Nevýhodou je závislost na přívodu elektrické energie. V dnešní době jsou primárně využívány motory asynchronní s kotvou nakrátko nebo asynchronní motory s kroužkovou kotvou.

Asynchronní motory s kotvou nakrátko se využívají v případech, kdy není potřeba tak velký výkon. Jsou levné, jednoduché, lehké a mají nízkou poruchovost. Nevýhodou je velký záběrný proud, proto se v dnešní době používají v kombinaci s frekvenčními měniči, které zajišťují plynulý rozběh motoru. Dříve se používali pro rozběh takzvané přepínače hvězda – trojúhelník.

Asynchronní motory s kroužkovou kotvou se volí při vyšších nárocích na výkon a regulovatelnost. Spouštěče umožňují po rozběhu motoru zařazení odporů do obvodu kotvy a tím mění momentovou charakteristiku. Ve chvíli, kdy moment dosáhne svého vrcholu, dojde k přiřazení dalšího odporu, čímž se sníží otáčky, poklesne záběrný proud a v návaznosti na to se záběrný moment zvýší.[3]

### 1.2.5 PŘEVODOVKY

V převodovce dochází k přeměně vstupních otáček, kroutícího momentu a smyslu otáčení na požadované výstupní parametry. Jeřábové převodovky jsou konstruovány do pomala, to znamená, že výstupní otáčky jsou menší než vstupní. Tím se zvedá kroutící moment přenášený od motoru na pojezdové kolo.

Převodovky rozlišujeme podle druhu soukolí, tj. s čelním, kuželovým nebo šnekoým soukolím. Ozubené převody jsou uloženy v samostatné převodové skříni, která je vyrobena ze šedé litiny nebo ze svařovaných ocelových plechů. K mazání dochází buď pomocí brodního velkého kola v olejové lázni kontrolované olejoznakem, nebo přívodem oleje přímo do záběru zubů pomocí zubového čerpadla.

Podle polohy dělicí roviny skříně rozlišujeme převodovky na vodorovné (u zdvihových ústrojí) a svislé (pro pojezdová ústrojí). [1][19]

### 1.2.6 SPOJKY

Spojky přenášejí kroutící moment. Pokud se překročí dovolený kroutící moment, kterým je spojka dimenzována, dojde k prokluzu spojky nebo k přerušení kroutícího momentu přestřižením čepu, kolíku nebo šroubu.

U zdvihacích strojů jsou použity:

- **pevné spojky** – používají se v těžkém a velmi těžkém provozu, jsou spojeny lícovanými šrouby a vyrobeny jsou z lité oceli
- **poddajné spojky** – rázy, které vznikají od zrychlujících sil při rozběhu stroje tlumí pomocí pryžových elementů
- **kluzné spojky** – po překročení dovoleného kroutícího momentu proklouznou a tím zamezí možnému poškození ústrojí
- **výsuvné spojky** – odpojují a připojují ústrojí, které se připojují nebo naopak odpojují jen dočasně.



### 1.2.7 NÁRAZNÍKY

Nárazníky tlumí pohybovou energii a nachází se na nepohyblivých částech. Pro omezení koncové polohy ručních jeřábů lze využít zahnuté konce kolejnic poloměrem kola nebo zarážkové klíny. Nárazníky jsou děleny podle rychlosti na:

- **pevné nárazníky** – používají se při rychlostech do  $36 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ , jsou obloženy tvrdým dřevem nebo jiným vhodným materiálem
- **pružné nárazníky** – používají se při rychlostech nad  $36 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ , dělíme je na pryžové, pružinové a hydraulické nárazníky.[1]

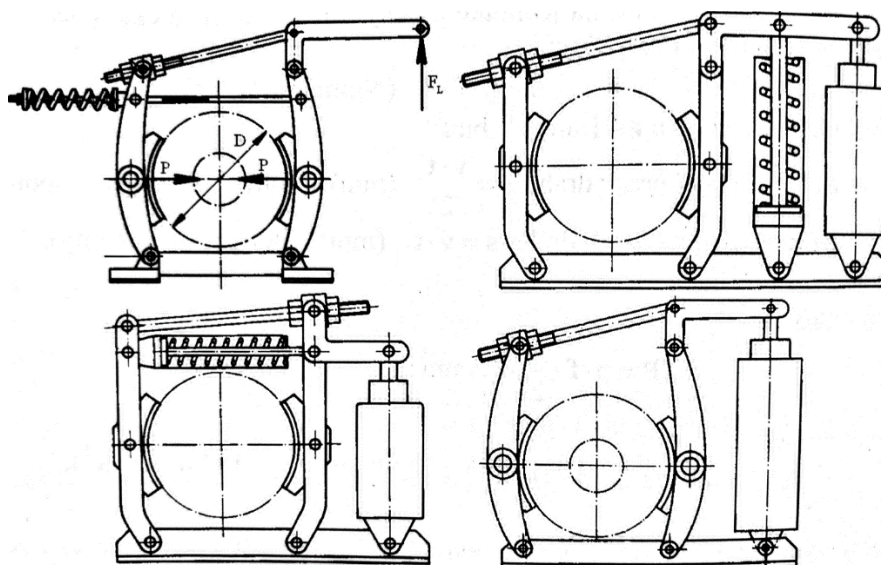
### 1.2.8 BRZDY A ODBRZDOVAČE

Brzdy zpomalují nebo úplně zastavují různé druhy pohybu. Jsou rozeznávány brzdy **stavěcí**, které zastavují pohyb (pokud přestane působit hnací síla) a **regulační**, které pohyb nejprve zpomalují a teprve po vypnutí hnací síly zcela zastavují pohyb.

Brzdy jsou děleny na:

- **kotoučové brzdy** – mají nejlepší odvod tepla, delší životnost obložení a kratší reakční dobu brždění
- **čelist'ové brzdy** – jsou jednočelist'ové nebo dvoučelist'ové, jednočelist'ové brzdy se používají u ručního pohonu, dvoučelist'ové jsou u jeřábů používanější z důvodu souměrného zatěžování brzd, ovládání dvoučelist'ových brzd je nejčastěji zajištěné elektrohydraulickým odbrzd'ovačem například dle Obr. 9
- **pásové brzdy** – jsou účinnější než brzdy čelist'ové, hodí se jen pro jeden směr otáčení a jsou velmi málo používané z důvodu namáhání hřídele na ohyb.

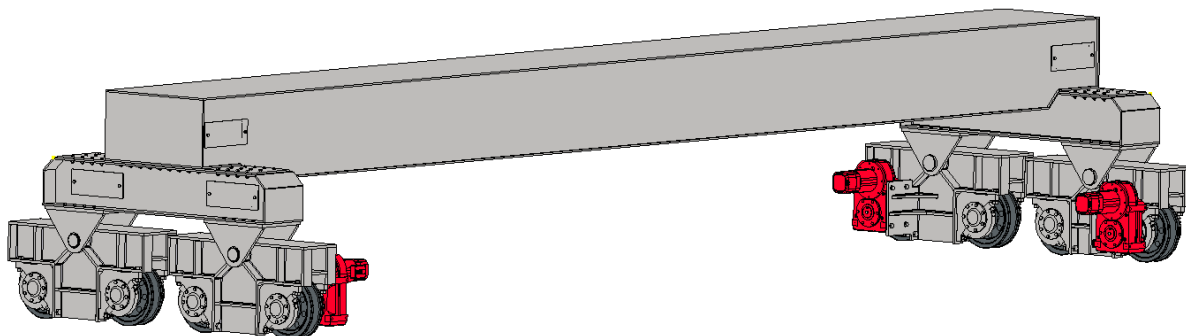
**Odbrzd'ovače** automaticky uvolňují brzdu. U pohonů se používají elektrohydraulické odbrzd'ovače, tzv. ELHY, které jsou voleny na základě hodnoty brzdícího momentu. Dříve se u jeřábů využívali odbrzd'ovače elektromagnetické, které měli problémy s proudovými nárazy, častými poruchami, zvukovými projevy atd. [1][2]



Obr. 9 Ukázka čelist'ových brzd s elektrohydraulickým odbrzd'ovačem [9]

### 1.3 KONCEPČNÍ NÁVRH POJEZDOVÉHO MECHANISMU

Koncepční návrh vychází ze zadaného vahadlového uspořádání mechanismu pojezdu. Bylo zvoleno 8 pojezdových kol s oboustrannými nákolky, která jsou uložena v soudečkových ložiskách. Pohon jeřábu je zajištěn asynchronními motory s frekvenčními měniči, které slouží i jako primární brzdy jeřábu. Motory jsou též doplněny o svislou převodovku. Sekundární brzda jeřábu je též součástí motoru. Každá strana jeřábu je poháněna 2 elektromotory, jak je znázorněno na Obr. 10, jde tedy o vícemotorový pohon. Aby nedocházelo k přičení jeřábu je pohon uložen dle Obr. 8 jako typ d). Konstrukční návrh je zobrazen na Obr. 10



*Obr. 10 3D model pojezdového mechanismu jeřábového mostu*

## 2 VÝPOČTOVÁ ČÁST

Nejprve je zvolena velikost kol a kolejnic, poté je vypočítáno maximální zatížení pojezdového kola od hmotnosti jeřábu a břemene a zkontrolováno na statickou únosnost a únavovou pevnost. Následně je vypočítán potřebný výkon motoru, ze kterého je zvolen motor a převodovka. Dále se motor kontroluje, zda splní požadavky na rozběhový moment a potřebný výkon. V závěru je vypočítaná hnací hřídel u pojezdového kola a je zkontrolována na mez pružnosti a únavy.

### 2.1 VOLBA VELIKOSTI POJEZDOVÉHO KOLA A KOLEJNICE

#### Pojezdová kola

Pro pojezd byla zvolena kola s oboustranným nákolkem. Průměr kola je zvolen  $D = 710$  mm a šířka kola  $b_k = 140$  mm. Nákok není určený k zachycení bočních sil, proto mezi nákolkem a kolejnicí musí být prostor. Kola jsou vyrobena z GE300 [2][14][18]

#### Kolejnice

Po určení průměru a šířky kola jsou zvoleny i odpovídající kolejnice. Pro valivé uložení kola je nutno od šířky kola odečíst 20 mm, je tedy počítáno se šířkou 120 mm. Vzhledem k působení velkého tlaku mezi kolem a kolejnicí se volí kolejnice s označením A, konkrétně A 120 dle DIN 536. Jako možný dodavatel se nabízí společnost Gantry Rail. Účinná šířka kolejnice je menší než výrobní šířka, proto se od výrobní šířky odečítá oboustranný rádius, v tomto případě činí 10 mm. V důsledku odpočtu rádiusu je účinná šířka kolejnice  $b = 110$  mm. Nejvhodnějším materiálem kolejnic je C55, který je zvolen v závislosti na materiálu pojezdového kola. [3][14][17]

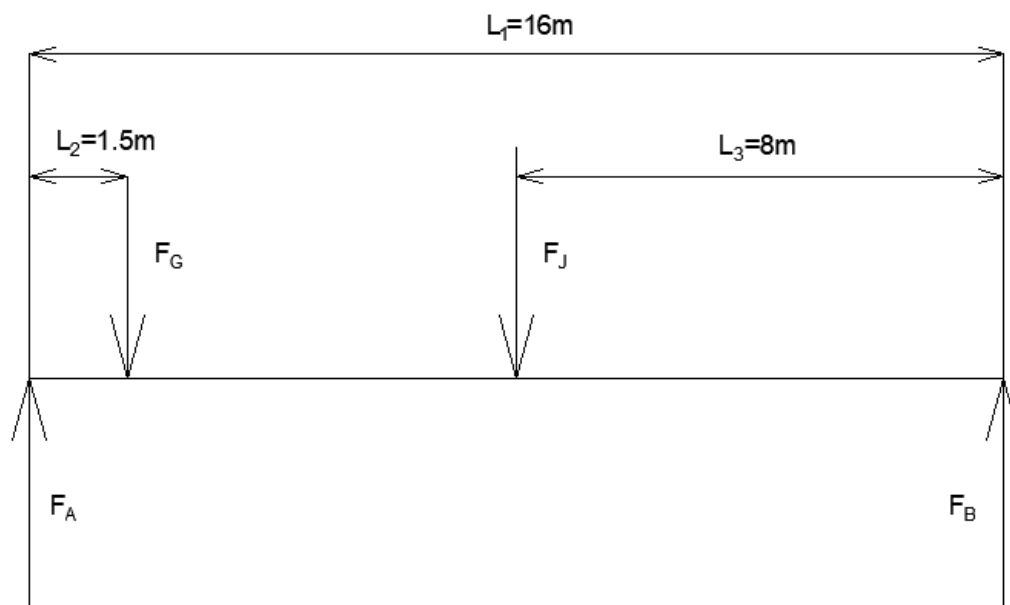
### 2.2 VÝPOČET ZATÍŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL

Pojezdová kola jsou zatížena vlastní hmotností jeřábu a také hmotností břemene, které zvedá. Toto zatížení je upraveno podle norem ČSN EN 13001-1, ČSN EN 13001-2 a ČSN EN 13001-3 zahrnutím ostatních vlivů, které působí na mostový jeřáb. Je počítáno, že největší zatížení na jednom pojezdovém kole bude ve chvíli, kdy se jeřábová kočka s břemenem dostane do vzdálenosti  $L_2 = 1,5$  m od pojezdových kol viz Obr. 11.

Ze zadání je určena hmotnost břemene  $m_G = 60\,000$  kg. Je předpokládáno, že jeřáb bude mít hmotnost  $m_j = 65\,000$  kg, celkový počet kol jeřábu  $i_k = 8$  a jeho rozpětí  $L_1 = 16$  m.

### Maximální zatížení jednoho pojezdového kola

Je počítáno, že pojezdové kolo bude zatíženo hmotností jeřábu a jeřábové kočky, která se bude s břemenem nacházet  $L_2 = 1,5$  m od pojezdových kol, jak je zobrazeno na Obr. 11.



Obr. 11 Pomocné schéma pro výpočet maximální síly působící na kolo

Kde:	$F_A$	[N]	maximální síla působící na tu stranu mostového jeřábu, kde se nachází jeřábová kočka
	$F_B$	[N]	síla působí na opačnou stranu jeřábu (kde se nenachází jeřábová kočka s břemenem)
	$L_1$	[m]	rozpětí jeřábu
	$L_2$	[m]	vzdálenost síly způsobené hmotností břemene a jeřábové kočky
	$L_3$	[m]	vzdálenost síly způsobené hmotností jeřábové konstrukce

### Síla od hmotnosti jeřábu

$$F_J = m_j \cdot g \quad (1)$$

$$F_J = 65\,000 \cdot 9,81 = 637\,650 \text{ [N]}$$

$$F_J = 638 \text{ [kN]}$$

Kde:	$m_j$	[kg]	celková hmotnost jeřábu
	$g$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

**Síla od hmotnosti břemene**

$$F_G = m_G \cdot g \quad (2)$$

$$F_G = 60\,000 \cdot 9,81 = 588\,600 \text{ [N]}$$

$$F_G = 589 \text{ [kN]}$$

Kde:  $m_G$  [kg] celková hmotnost břemene

**Reakce na straně B spočítaná přes momentovou rovnici podle Obr. 11**

$$F_B = \frac{F_G \cdot L_2 + F_J \cdot L_3}{L_1} \quad (3)$$

$$F_B = \frac{589 \cdot 1,5 + 638 \cdot 8}{16} = 374 \text{ [kN]}$$

$$F_B = 374 \text{ [kN]}$$

**Reakce na straně A spočítaná z rovnováhy sil podle Obr. 11**

$$F_A = F_J + F_G - F_B \quad (4)$$

$$F_A = 589 + 638 - 374 = 853 \text{ [kN]}$$

$$F_A = 853 \text{ [kN]}$$

**Zatížení jednoho pojezdového kola**

$$F_i = \frac{F_A}{i_{k1}} \quad (5)$$

$$F_i = \frac{853}{4} = 213 \text{ [kN]}$$

$$F_i = 213 \text{ [kN]}$$

Kde:  $i_{k1}$  [–] počet kol na jedné straně jeřábu

## Určení druhu a koeficientu zatížení

Podle normy ČSN EN 13001-2 jsou zohledněny další druhy zatížení, které jsou nutné uvažovat při výpočtu pro prokázání odolnosti vůči selhání. Zatížení, která nejsou uvedena jsou zanedbávána z důvodu provozu mostového jeřábu uvnitř haly, kde nepůsobí klimatické vlivy, případně z jiných důvodů.

Zatížení dělíme na:

- **pravidelná zatížení**, která se často vyskytují v běžném provozu, patří k nim:
  - účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu:

$$\phi_1 = 1 + \delta \quad (6)$$

$$\phi_1 = 1 + 0,05 = 1,05$$

$$\phi_1 = 1,05$$

Kde:  $\delta$  [-] součinitel závislý na konstrukci jeřábu, pro tento příklad je uvažována konstrukce MDC1 [13]

- setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu: zdvihání volně ležícího břemene:

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_h \quad (7)$$

$$\phi_2 = 1,05 + 0,17 \cdot 0,417 = 1,12$$

$$\phi_2 = 1,12$$

Kde:  $v_h$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] rovnoměrná rychlost zdvihání, je zvoleno  $v_h = 0,147 m \cdot s^{-1}$

$\beta_2$  [-] součinitel příslušné zdvihové třídy [13]

$\phi_{2min}$  [-] součinitel příslušné zdvihové třídy [13]

- zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu (přejezd přes mezeru ani přes stupeň, z úvahy že koleje jsou dokonale rovné není uvažováno) účinky působí na hmotnost břemene a jeřábu:

$$\phi_3 = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{v_p}{g \cdot r} \cdot \xi_G \quad (8)$$

$$\phi_3 = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{0,83}{g \cdot 0,355} \cdot 0 = 1$$

$$\phi_3 = 1$$

Kde:	$v_p$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost pojezdu
	$R$	$[\text{mm}]$	poloměr kola
	$\xi_G$	$[-]$	součinitel podle křivky, které dosahují maxima v časovém úseku přejezdu kola přes nerovnoměrnost, šířky mezer jsou zvoleny 5 mm, z toho vyplývá $\xi_G = 0$ [13]

- zatížení způsobená zrychlením pohonů působící na hmotnost břemene a jeřábu:  
pro zjednodušení výpočtu je součinitel od zrychlením pohonů uvažován  $\phi_4 = 1,1$  [4]
- **občasná zatížení** se vyskytují méně často a patří mezi ně:
  - zatížení způsobená přičením:  
pro zjednodušení výpočtu je součinitel od přičení jeřábu uvažován  $\phi_5 = 1,1$  [4]
  - **výjimečná zatížení** se vyskytují ojediněle a jsou to například:
    - zatížení při dynamických zkouškách:

$$\phi_6 = 0,5 \cdot (1 + \phi_2) \quad (9)$$

$$\phi_6 = 0,5 \cdot (1 + 1,12) = 1,06$$

$$\phi_6 = 1,06$$

- zatížení způsobená silami na nárazníky:  
 $\phi_7 = 1,25$
- zatížení způsobená nouzovým zastavením:  
toto zatížení je již zahrnuto v součiniteli od zrychlení pohonů
- zatížení způsobená selháním mechanismů nebo částí:  
toto zatížení je již zahrnuto v součiniteli od zrychlení pohonů. [13]

### Maximální zatížení jednoho pojezdového kola s uvažováním všech součinitelů zatížení

Vychází z momentových rovnic k místu působitě síly A dle Obr. 11 a zahrnutím všech součinitelů zatížení:

$$F_{max} = \frac{(F_J \cdot L_3 \cdot \phi_1 + F_G \cdot (L_1 - L_2) \cdot \phi_2) \cdot \phi_3 \cdot \phi_4 \cdot \phi_5 \cdot \phi_6 \cdot \phi_7}{L_1 \cdot i_{k1}} \quad (10)$$

$$F_{max} = \frac{(638 \cdot 8 \cdot 1,05 + 589 \cdot 14,5 \cdot 1,12) \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,06 \cdot 1,25}{16 \cdot 4} = 374 \text{ [kN]}$$

$$F_{max} = 374 \text{ [kN]}$$

### Maximální zatížení jednoho pojezdového kola s uvažováním pouze pravidelného zatěžování

Vychází z momentových rovnic podle Obr. 11 a zahrnutím součinitelů pouze z pravidelného zatížení:

$$F_{maxA} = \frac{(F_J \cdot L_3 \cdot \phi_1 + F_G \cdot (L_1 - L_2) \cdot \phi_2) \cdot \phi_3 \cdot \phi_4}{L_1 \cdot i_{k1}} \quad (11)$$

$$F_{maxA} = \frac{(638 \cdot 8 \cdot 1,05 + 589 \cdot 14,5 \cdot 1,12) \cdot 1 \cdot 1,1}{16 \cdot 4} = 256 \text{ [kN]}$$

$$F_{maxA} = 256 \text{ [kN]}$$

## 2.3 TLOUŠŤKA MAXIMÁLNÍHO SMYKU

Tloušťka maximálního smyku musí být větší než tvrdost profilu při povrchovém kalení. Vzorec je určen pro přímkový kontakt kola a kolejnice.

### Tloušťka maximálního smyku

$$z_{ml} = 0,5 \sqrt{\frac{F_{max} \cdot \pi \cdot D \cdot (1 - \nu^2)}{b \cdot E_m}} \quad (12)$$

$$z_{ml} = 0,5 \sqrt{\frac{373\,000 \cdot \pi \cdot 710 \cdot (1 - 0,3^2)}{110 \cdot 191\,500}} = 3 \text{ [mm]}$$

$$z_{ml} = 3 \text{ [mm]}$$

Kde:	$D$	[mm]	průměr kola
	$b$	[mm]	účinná šířka kolejnice
	$\nu$	[-]	koeficient radiální deformace pro ocel $\nu = 0,3$ [14]
	$E_m$	[N · mm <sup>-2</sup> ]	ekvivalentní modul pružnosti $E_m = 191\,500$ [14]

## 2.4 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI

Statická únosnost se musí prokázat pro všechny druhy zatížení, tzn. že ve výpočtu maximální síly se uvažuje se všemi součiniteli zatížení. Počítá se samostatně pro kolo a pro kolejnici. Z vypočítaných hodnot statické únosnosti se vybere ta menší, která musí splnit podmínku  $F_{max} \leq F_{Rd,s}$  kde  $F_{Rd,s}$  je návrhová kontaktní síla únosnosti.



**Statická návrhová kontaktní síla únosnosti pro pojezdové kolo**

$$F_{Rd,SP} = \frac{(7 \cdot HB_P)^2}{\gamma_m} \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot b \cdot (1 - \nu^2)}{E_m} \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (13)$$

$$F_{Rd,SP} = \frac{(7 \cdot 155)^2}{1,1} \cdot \frac{\pi \cdot 710 \cdot 110 \cdot (1 - 0,3^2)}{191\,500} \cdot 0,94 \cdot 0,9 = 1\,056 \text{ [kN]}$$

$$F_{Rd,SP} = 1\,056 \text{ [kN]}$$

Kde:  $HB_P$   $[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$  tvrdost pojezdového kola přizpůsobená soustavě jednotek  
 $HB_P = 155$

$\gamma_m$   $[-]$  obecný součinitel spolehlivosti  $\gamma_m = 1,1$

$f_1$   $[-]$  zmenšující součinitel pro tlak na hraně  $f_1 = 0,94$  dle kapitoly 5.3.3 v ČSN EN 13001-3 kdy  $r_3/w = 0,94$

$f_2$   $[-]$  zmenšující součinitel pro nerovnoměrné rozložení tlaku  
 $f_2 = 0,9$

**Statická návrhová kontaktní síla únosnosti pro kolejnici**

$$F_{Rd,SK} = \frac{(7 \cdot HB_K)^2}{\gamma_m} \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot b \cdot (1 - \nu^2)}{E_m} \cdot f_1 \cdot f_2 \quad (14)$$

$$F_{Rd,SK} = \frac{(7 \cdot 190)^2}{1,1} \cdot \frac{\pi \cdot 710 \cdot 110 \cdot (1 - 0,3^2)}{191\,500} \cdot 0,94 \cdot 0,9 = 1\,586 \text{ [kN]}$$

$$F_{Rd,SK} = 1\,586 \text{ [kN]}$$

Kde:  $HB_K$   $[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$  tvrdost kolejnice přizpůsobená k soustavě jednotek  $HB_P = 190$   
 $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$

**Porovnání výsledků z výše uvedené podmínky**

Statická návrhová kontaktní síla únosnosti kolejnice je větší než návrhová kontaktní síla únosnosti pojezdového kola. Pro splnění podmínky se musí uvažovat menší návrhová kontaktní síla únosnosti, která se porovnává s maximálním zatížením jednoho pojezdového kola, na které působí všechny dříve uvedené součinitele zatížení.

$$F_{max} \leq F_{Rd,SP} \quad (15)$$

$374 \text{ [kN]} \leq 1056 \text{ [kN]}$  Podmínka je splněna, kolo s kolejnicí splňují statickou únosnost.

## 2.5 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

Kolo a kolejnice musí mít specifickou návrhovou životnost. Životnost zahrnuje nebezpečí vzhledem k únavě při kontaktu. Musí se počítat samostatně pro kolo a pro kolejnici. Z vypočítaných hodnot návrhových kontaktních sil únosnosti se vybere ta menší, která musí splnit podmínku:  $F_{maxA} \leq F_{Rd,f}$  kde  $F_{Rd,f}$  je návrhová kontaktní síla únosnosti a  $F_{maxA}$  je návrhová síla, která zahrnuje pouze pravidelné zatížení.

### Návrhová kontaktní síla únosnosti pro pojezdové kolo

Návrhová kontaktní síla únosnosti vychází ze základního vzorce a referenční kontaktní síly. Pro zjednodušení výpočtu je již referenční síla dosazená do základního vzorce.

$$F_{Rd,fP} = \frac{(3 \cdot HB_P)^2 \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot (1 - \nu^2)}{E_m \cdot \gamma_{cf} \cdot \sqrt[m]{s_c}} \cdot f_f \quad (16)$$

$$F_{Rd,fP} = \frac{(3 \cdot 155)^2 \cdot \pi \cdot 710 \cdot 110 \cdot (1 - 0,3^2)}{191\,500 \cdot 1,1 \cdot \sqrt[3,33]{0,5}} \cdot 0,94 = 265 \text{ [kN]}$$

$$F_{Rd,fP} = 265 \text{ [kN]}$$

Kde:  $\gamma_{cf}$  [–] součinitel kontaktní únosnosti  $\gamma_{cf} = 1,1$

$f_f$  [–] součinitel dalších vlivů  $f_f = 0,94$

$m$  [–] exponent při kontaktu kolo/kolejnice  $m = 3,33$

$s_c$  [–] parametr historie kontaktní síly  $s_{c2} = 0,5$

### Návrhová kontaktní síla únosnosti pro kolejnici

Návrhová kontaktní síla únosnosti vychází ze základního vzorce a referenční kontaktní síly. Pro zjednodušení výpočtu je již referenční síla dosazená do základního vzorce.

$$F_{Rd,fK} = \frac{(3 \cdot HB_K)^2 \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot (1 - \nu^2)}{E_m \cdot \gamma_{cf} \cdot \sqrt[m]{s_c}} \cdot f_f \quad (17)$$

$$F_{Rd,fK} = \frac{(3 \cdot 190)^2 \cdot \pi \cdot 710 \cdot 110 \cdot (1 - 0,3^2)}{191\,500 \cdot 1,1 \cdot \sqrt[3,33]{0,5}} \cdot 0,94 = 399 \text{ [kN]}$$

$$F_{Rd,fK} = 399 \text{ [kN]}$$

### Porovnání výsledků z výše uvedené podmínky

Návrhová kontaktní síla únosnosti kolejnice je větší než návrhová kontaktní síla únosnosti pojezdového kola. Pro splnění podmínky se musí uvažovat menší návrhová kontaktní síla únosnosti, která se porovnává s maximálním zatížením jednoho pojezdového kola, na které působí všechny dříve uvedené součinitele zatížení.

$$F_{maxA} \leq F_{Rd,fp} \quad (18)$$

$$256 \text{ [kN]} \leq 265 \text{ [kN]}$$

Podmínka je splněna, kolo s kolejnici splňují statickou únosnost při zatížení jednoho pojezdového kola s uvažováním pouze pravidelného zatěžování.[14]

## 2.6 VÝPOČET MECHANISMU POJEZDU JEŘÁBU

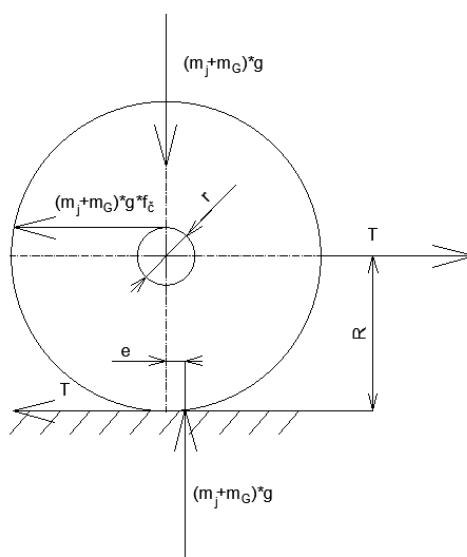
Ve výpočtu je nutné nejprve vypočítat výkon motoru, který je poté kontrolován na přenos krouticího momentu a výkonu s potřebnými parametry. Dále je vypočítán brzdňý moment potřebný ke kritickému brždění a brzdňý moment potřebný v běžném provozu. Následně je počítána hřídel hnacího kola k meznímu stavu pružnosti a meznímu stavu únavy. Hřídel hnaného kola není potřeba počítat z důvodu podobnosti hřídeli hnacího kola. Na závěr je počítáno pero, které je uloženo v hřídeli hnacího kola a převodovce. Trvanlivost ložisek je vypočítána pomocí kalkulátoru na stránkách SKF.

### 2.6.1 VÝPOČET VÝKONU MOTORU

Ve výpočtu výkonu motoru je zapotřebí nejdříve spočítat tažnou sílu, která působí na jeřáb. Z této síly se vypočítá výkon a zvolí se motor. Dále se motor kontroluje, zda splní požadavky na rozběhový moment a potřebný výkon.

#### Tažná síla

Vychází z momentové rovnováhy na kole dle Obr. 12 s uvažováním valivého tření, čepového tření a dalších pasivních odporů.



Obr. 12 Silové schéma na pojezdovém kole, převzato

$$T = \frac{(m_j + m_G) \cdot g}{R} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r) \cdot \kappa \quad (19)$$

$$T = \frac{(65\,000 + 60\,000) \cdot 9,81}{355} \cdot (0,7 + 0,01 \cdot 115) \cdot 2,3 = 14,7 \text{ [kN]}$$

$$T = 14,7 \text{ [kN]}$$

Kde:  $e$  [mm] rameno valivého odporu je  $e = 0,6–0,8$  mm, je zvoleno  $e = 0,7$  mm

$f_{\xi}$  [–] součinitel čepového tření je pro valivá ložiska  $f_{\xi} = 0,01–0,02$ , je zvoleno  $f_{\xi} = 0,01$  [3]

$r$  [mm] poloměr čepu byl předběžně zvolen [18]  
 $r = 115 \text{ mm}$

$\kappa$  [–] výpočtový součinitel zahrnující ostatní odpory je pro valivá ložiska  $\kappa = 2,0–2,5$ , volím  $\kappa = 2,3$  [3]

### Potřebný výkon hnacích motorů

Při uvažování, že kolejnice jsou dokonale rovné a zanedbáním odporu větru, z důvodu využívání jeřábu uvnitř haly, vyplývá vztah: [3]

$$P = \frac{T \cdot v_p}{1\,000 \cdot \eta_c} \quad (20)$$

$$P = \frac{14\,700 \cdot 0,833}{1\,000 \cdot 0,95} = 12,9 \text{ [kW]}$$

$$P = 12,9 \text{ [kW]}$$

Kde:  $\eta_c$  [–] celková mechanická účinnost je  $\eta_c = 94–98 \%$  je zvoleno:  $\eta_c = 95 \%$  [3]

### Potřebný výkon jednoho hnacího motoru

Celkový výkon všech motorů je nutné podělit počtem poháněných kol. Tím je vypočítán potřebný výkon jednoho elektromotoru.

$$P_1 = \frac{P}{i_p} \quad (21)$$

$$P_1 = \frac{12,9}{4} = 3,2 \text{ [kW]}$$

$$P_1 = 3,2 \text{ [kW]}$$

Kde:  $i_p$  [–] počet poháněných pojezdových kol – pro osm kol bude polovina z nich poháněna  $i_p = 4$

### Výpočet otáček z rychlosti pohonu jeřábu

Ze zadání je určena rychlost jeřábu  $v_p = 50 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ , ze které jsou vypočítány otáčky kol:

$$n = \frac{v_p}{\pi \cdot D} \quad (22)$$

$$n = \frac{50}{\pi \cdot 0,71} = 22,41 [\text{min}^{-1}]$$

$$n = 22,41 [\text{min}^{-1}]$$

Na základě vypočítaných parametrů vychází jako vhodná volba motor o minimálním výkonu 3,2 kW s plochou převodovkou s požadovanými výstupními otáčkami  $n = 22,41 [\text{min}^{-1}]$ . Motor o tomto výkonu ale nesplňuje kontrolu potřebného momentu pro rozběh. Proto je volen elektromotor, který splňuje všechny kontroly s označením **FA127DRN132L4BE20/TF** od firmy SEW EURODRIVE. Jednotlivé parametry jsou uvedeny v Tab. 1. Motor s tímto výkonem byl zvolen z důvodu kontroly momentu motoru.

Rychlost motoru a brždění budou elektricky řízeny pomocí frekvenčního měniče. Z důvodu, aby nedocházelo k přičení jeřábu. K brždění lze v krajním případě využít brzdu, která je součástí motoru.

Řízením motoru se tato práce nezabývá.

Tab. 1 Parametry motoru a převodovky [20]

Typ	<b>FA127DRN132L4BE20/TF</b>		
Třída účinnosti	IE3		
Výkon	$P_n$	9,2	kW
Otáčky motoru	$n_m$	1470	$\text{min}^{-1}$
Výstupní kroutící moment	$M_n$	3910	N · m
Kroutící moment na hřídeli elektromotoru	$M_{mot}$	59,8	N · m
Výstupní otáčky	$n_s$	22	$\text{min}^{-1}$
Převodový poměr	$i$	65,47	–
Průměr výstupního hřídele z převodovky	$d_p$	100	mm
Moment setrvačnosti motoru	$I$	$439 \cdot 10^{-4}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Brzdňý moment	$B_{mot}$	40-200	N · m

**Výpočet skutečné rychlosti**

Skutečná rychlost se určí z otáček vycházejících z převodovky.

$$v_s = \pi \cdot D \cdot n_s \quad (23)$$

$$v_s = \pi \cdot 0,71 \cdot 22 = 49 [\text{min}^{-1}]$$

$$v_s = 49 [\text{min}^{-1}]$$

Výpočet intervalu, ve kterém se musí nacházet skutečná rychlost. Odchylka od zadané rychlosti musí být  $\pm 5\%$ .

$$0,95 \cdot v < v_s < 1,05 \cdot v \quad (24)$$

$$0,95 \cdot 50 < 49 < 1,05 \cdot 50$$

$$47,5 [\text{min}^{-1}] < 49 [\text{min}^{-1}] < 52,5 [\text{min}^{-1}] \text{ Podmínka je splněna.}$$

**2.6.2 KONTROLA MOTORU**

Motor je kontrolován nejdříve na krouticí moment, který se porovná s rozběhovým kroutícím momentem a poté na výkon, který se porovná s výkonem vypočítaným z rozběhového kroutícího momentu. Při rozběhu musí motor překonávat různé druhy odporu: pasivní odpory, moment od odporu větru, setrvačný krouticí moment posuvných hmot a setrvačný moment rotujících hmot. Nejprve je potřeba tyto odpory vypočítat a poté dosadit do rovnice pro rozběhový krouticí moment. [3]

**Krouticí moment pasivních odporů redukováný na hřídel motoru**

$$M_T = T \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_c} \quad (25)$$

$$M_T = 14\,700 \cdot \frac{0,355}{65,47 \cdot 0,95} = 83,9 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

$$M_T = 84 [\text{N} \cdot \text{m}]$$

Kde:  $i$  [–] převodový poměr převodovky

**Krouticí moment od odporu větru redukováný na hřídel motoru**

Tento krouticí moment je zanedbán z důvodu provozování jeřábu uvnitř haly.

$$M_V = F_V \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_c} = 0 [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (26)$$

Kde:  $F_V$  [N] tlak větru, při provozu v hale zanedbáváme  $F_V = 0 \text{ N}$

**Kroutící moment od hmotnosti na nakloněné rovině redukováný na hřídel motoru**

Je předpokládáno, že kolejnice jsou dokonale rovné, proto je tento kroutící moment také zanedbáván.

$$M_m = F_s \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_c} = 0 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (27)$$

Kde:  $F_s$  [N] síla překonávající pohyb po nerovné kolejnici, při provozu jsou uvažovány dokonale rovné kolejnice  $F_s = 0 \text{ N}$

**Setrvačný moment posuvných hmot redukováný na hřídel motoru**

Nejprve je nutné spočítat sílu od setrvačných přímočaře se pohybujících hmot, až poté setrvačný moment posuvných hmot redukováný na hřídel motoru.

$$F_{zP} = \sum m \cdot \frac{v_s}{t_a} = (m_j + m_G) \cdot \frac{v_s}{t_a} \quad (28)$$

$$F_{zP} = (m_j + m_G) \cdot \frac{v_s}{t_a} = (65\,000 + 60\,000) \cdot \frac{0,82}{3,7} = 28 \text{ [kN]}$$

$$F_{zP} = 28 \text{ [kN]}$$

Kde:  $t_a$  [s] doba rozběhu – pro jeřáb pohybující se v hale je doba rozběhu přibližně  $t_a = 3,7 \text{ s}$  [2]

Nyní je počítán setrvačný moment posuvných hmot redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zP} = F_{zP} \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_c} \quad (29)$$

$$M_{zP} = 28\,000 \cdot \frac{0,71}{65,47 \cdot 0,95} = 320 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{zP} = 320 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

**Setrvačný moment od rotačních hmot redukováný na hřídel motoru**

Nejprve je nutné spočítat redukováný moment setrvačnosti, až poté setrvačný moment od rotačních hmot redukováný na hřídel motoru.

$$I_{red} = \alpha \cdot I \quad (30)$$

$$I_{red} = 1,1 \cdot 439 \cdot 10^{-4} = 0,048 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$I_{red} = 0,05 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

Kde:  $\alpha$  [–] součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmot kromě motoru:  $\alpha = 1,1$  [2]

$I$  [kg · m<sup>2</sup>] hmotný moment setrvačnosti rotoru dle Tab. 1

Nyní je počítán setrvačný moment od rotačních hmot redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zR} = I_{red} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_s}{t_a} \quad (31)$$

$$M_{zR} = 0,05 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,37}{3,7} = 0,03 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{zR} = 0,03 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

### Rozběhový kroutící moment redukováný na hřídele motorů

Z předchozího výpočtu je zanedbán  $M_V = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$ ,  $M_m = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$  a  $\delta_V = 1$ .

$$M_{roz} = (M_T + M_V) \cdot \delta_V + M_m + M_{zP} + M_{zR} \quad (32)$$

$$M_{roz} = (84 + 0) \cdot 1 + 0 + 320 + 0,03 = 404 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{roz} = 404 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Kde:  $\delta_V$  [–] součinitel kombinace pasivních odporů a tlaku od větru, při provozu jeřábu uvnitř haly:  $\delta_V = 1$  [2]

### Rozběhový kroutící moment na hřídeli jednoho motoru

$$M_{roz1} = \frac{M_{roz}}{i_p} \quad (33)$$

$$M_{roz1} = \frac{404}{4} = 101 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{roz1} = 101 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

### Kontrola kroutícího momentu

Rozběhový kroutící moment na hřídeli jednoho motoru musí být menší, než je výstupní kroutící moment z hřídele motoru. V tomto případě je uvažován zatěžovatel  $\varepsilon = 25 \%$ . Při tomto zatěžovateli nesmí jmenovitý kroutící moment motoru překročit 80 % své hodnoty. Násobí se kroutícím moment na hřídeli elektromotoru hodnotou  $\kappa = 1,8$ , což v tomto případě bude součinitel zatěžování motoru.[1]

$$M_{roz1} \leq \kappa \cdot M_{mot} \quad (34)$$

$$101 \leq 1,8 \cdot 59,8$$

$$101 \text{ [N} \cdot \text{m]} \leq 108 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad \text{Uvedená podmínka platí. Motor dokáže překonat pasivní odpory. [2]}$$

Kde:  $\kappa$  [–] součinitel zatěžování motoru



### Kontrola výkonu

Kontrola výkonu motoru na konci rozběhu. Je uvažován zatěžovatel  $\varepsilon = 25 \%$ . Při tomto zatěžovateli nesmí jmenovitý výkon motoru překročit 80 % své hodnoty. Jmenovitý kroutící moment se násobí hodnotou  $\kappa = 1,8$ , což v tomto případě bude součinitel zatěžování.[1]

$$M_{roz1} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_s}{1\,000} \leq \kappa \cdot P_n \quad (35)$$

$$101 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 22}{1\,000} \leq 1,8 \cdot 9,2$$

$$13,96 \text{ [kW]} \leq 16,56 \text{ [kW]} \quad \text{Uvedená podmínka platí. [2]}$$

### Kontrola adhezní tíhy jeřábu

Jeřáb nesmí prokluzovat, to znamená, že tažná síla jeřábu nesmí být větší než tření mezi kolem a kolejnici. Nejprve je potřeba vypočítat setrvačnou sílu posuvných hmot na obvodu pojezdových kol a součet tlaků působících mezi hnacími pojezdovými koly a kolejnici. Poté se provádí kontrola adhezní tíhy jeřábu. [3]

Setrvačná síla posuvných hmot na obvodu pojezdových kol:

$$F_{zR} = \alpha \cdot I \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_s \cdot i \cdot \eta_c}{t_a \cdot R} \quad (36)$$

$$F_{zR} = 1,1 \cdot 439 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 22 \cdot 65,47 \cdot 0,95}{3,7 \cdot 0,355} = 321 \text{ [N]}$$

$$F_{zR} = 321 \text{ [N]}$$

Součet tlakových sil působících mezi hnacími pojezdovými koly a kolejnici:

$$\sum K_{adh} = \frac{(m_j + m_G) \cdot g}{i_p} \quad (37)$$

$$\sum K_{adh} = \frac{(65\,000 + 60\,000) \cdot 9,81}{4} = 307 \text{ [kN]}$$

$$\sum K_{adh} = 307 \text{ [kN]}$$

Kontrola adhezní tíhy jeřábu:

$$f \cdot \sum K_{adh} \geq T + F_v + F_{zP} + F_{zR} \quad (38)$$

$$0,15 \cdot 307000 \geq 14700 + 0 + 28000 + 321$$

46 [kN]  $\geq$  43 [kN] Podmínka platí, kolo na kolejnici nebude prokluzovat. [2]

### 2.6.3 VÝPOČET BRZDY

Na zastavení jeřábu potřebujeme dostatečně velký brzdící moment, který zároveň působí s momentem vyvolaný pasivními odpory. Tyto momenty musí být vyšší než moment od setrvačných sil posuvných a rotujících hmot a moment vyvolaný větrem. Jeřáb je uložený v hale, proto bude moment vyvolaný větrem nulový. Nejprve je nutné vypočítat minimální a maximální dobu zastavení. Poté se vypočítá brzdící moment pro dobu brždění, která je rovna době rozběhu  $t_b = t_a = 3,7$  s.

#### Minimální doba brždění

Nejkratší dobu brždění uvažujeme bez odporu větru a přičení mostového jeřábu. Určí se z rovnováhy třecích sil pod koly, které brzdíme. Nejprve je nutné do rovnice (39) dosadit rovnici setrvačné síly posuvných hmot při uvažování času  $t_{bmin}$  (42) a síly pasivních odporů, připadající na nebržděná kola (43). Tím vznikne rovnice (40), z ní je vyjádřena rovnice minimální doby zastavení (41)[2]

$$\sum K_{adh} \cdot f_k + T' = \alpha' \cdot F_{zPt_{bmin}} \quad (39)$$

$$\sum K_{adh} \cdot f_k + T \cdot \frac{i_n}{i_k} = \alpha' \cdot \frac{(m_G + m_j) \cdot v_s}{t_{bmin}} \quad (40)$$

$$t_{bmin} = \frac{\alpha' \cdot (m_G + m_j) \cdot v_s}{\sum K_{adh} \cdot f_k + T \cdot \frac{i_n}{i_k}} \quad (41)$$

$$t_{bmin} = \frac{1,2 \cdot (60\,000 + 65\,000) \cdot 0,82}{307\,000 \cdot 0,2 + 14\,700 \cdot \frac{4}{8}} = 1,8 \text{ [s]}$$

$$t_{bmin} = 1,8 \text{ [s]}$$

Kde:  $F_{zPt_{bmin}}$  [N] setrvačná síla posuvných hmot při  $t_{bmin}$  se vypočítá ze vztahu:

$$F_{zPt_{bmin}} = \frac{(m_G + m_j) \cdot v_s}{t_{bmin}} \quad (42)$$

$T'$	[N]	síla pasivních odporů připadající na nebržděné kola se vypočítá ze vztahu: $T' = T \cdot \frac{i_n}{i_k}$	(43)
$i_n$	[-]	počet nebržděných kol $i_n = 4$	
$\alpha'$	[-]	součinitel vyjadřující vliv rotujících hmot je $\alpha' = 1,2$	
$f_k$	[-]	součinitel kluzného tření je $f_k = 0,2$	

### Maximální doba brždění

$$t_{bmax} = \alpha' \cdot \frac{(\sum m) \cdot v_s}{T} = \alpha' \cdot \frac{(m_G + m_j) \cdot v_s}{T} \quad (44)$$

$$t_{bmax} = 1,2 \cdot \frac{(60\,000 + 65\,000) \cdot 0,82}{14\,700} = 6,97 \text{ [s]}$$

$$t_{bmax} = 7 \text{ [s]}$$

### Doba brždění

Doba brždění je volena stejná jako doba rozběhu, tedy  $t_b = t_a = 3,7 \text{ s}$ .

### Brzdící moment při uvažování $t_b$

Vychází z předpokládané doby brždění. V rovnici (45) je moment vyjádřený obecně. V rovnicích (46) a (47) jsou vyjádřeny jednotlivé momenty.

$$M_B = M_{zP} \pm M_v - M_T + M_{zR} \quad (45)$$

$$M_B = (F_{zPtb} \pm F_v - T) \cdot \frac{R \cdot \eta_c}{i} + \alpha \cdot I \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_s}{t_b} \quad (46)$$

$$M_B = \left( \frac{(m_G + m_j) \cdot v_s}{t_b} \pm F_v - T \right) \cdot \frac{R \cdot \eta_c}{i} + \alpha \cdot I \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_s}{t_b} \quad (47)$$

$$M_B = \left( \frac{(60\,000 + 65\,000) \cdot 0,82}{3,7} \pm 0 - 14\,700 \right) \cdot \frac{0,355 \cdot 0,95}{65,47} + 1,1 \cdot 439 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,37}{3,7} = 67 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_B = 67 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Kde:  $F_{zPtb}$  [N] setrvačná síla posuvných hmot při  $t_b$  se vypočítá ze vztahu [2]:

$$F_{zPtb} = \frac{(m_G + m_j) \cdot v_s}{t_b} \quad (48)$$

### Porovnání brzdného momentu s brzdným momentem navržené brzdy

Jako primární brzdy budou použity frekvenční měniče, které řídí rychlost jeřábu, aby nedocházelo k přičení. Problematika řízení pohonů, a tím tedy i frekvenčních měničů, je nad rámec této práce, takže se bude porovnávat brzdný moment pouze s brzdným momentem sekundární brzdy, která je součástí motoru.

$$M_B \in B_{mot} \quad (49)$$

$67 \text{ [N} \cdot \text{m]} \in \langle 40, 200 \rangle \text{ [N} \cdot \text{m]}$  Podmínka je splněna. Potřebný brzdý moment je v rozsahu brzdného momentu navržené brzdy.

## 2.7 KONTROLNÍ VÝPOČET HŘÍDELE U HNACÍHO KOLA A HNANÉHO KOLA

Hřídel byla předběžně navržena v aplikaci Autodesk Inventor a v následujícím výpočtu bude zkontrolována na statickou a únavovou pevnost. Materiál hřídele je zvolen 1.0060 (11 600), v Tab. 2 jsou uvedeny jeho hodnoty.

Pevnostní kontrolu není nutné počítat pro každý průřez hřídele. Ale je potřeba tam, kde dochází ke koncentraci napětí, nebo tam, kde na průřez působí maximální krut nebo ohyb. Nejdříve se určí průběhy vnitřních sil a momentů a následně se hřídel zkontroluje podle staticky zatěžovaného hřídele. [10]

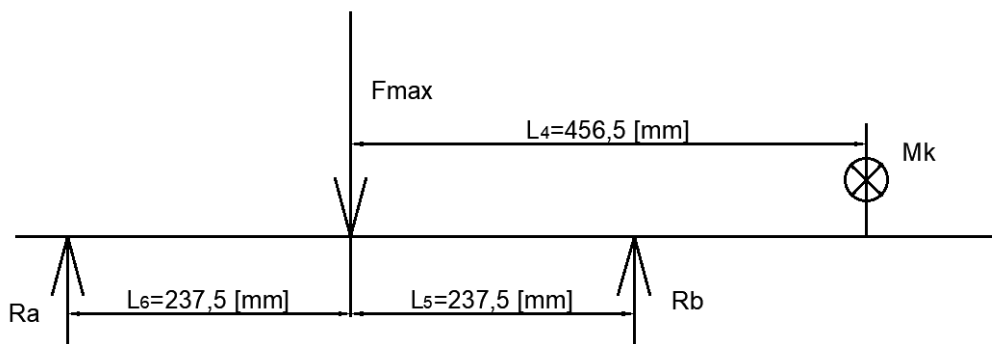
Hřídel u hnaného kola není počítaná, jelikož je podobná jako hnaná jen chybí průměr hřídele pro připojení k motoru.

Tab. 2 Vlastnosti oceli 1.0050 [10]

	označení	hodnota	jednotky
<b>pevnost v tahu</b>	$R_m$	570	[MPa]
<b>mez kluzu</b>	$R_e$	325	[MPa]
<b>mez únavy při střídavém ohybu</b>	$\sigma_{Co}$	280	[MPa]

### Výpočet reakčních sil působících od ložisek

V místě, kde je uložena hřídel v ložiskách je potřeba určit reakční síly, a to z rovnováhy sil a rovnováhy momentů. Rovnováha momentů je určena dle Obr. 13 kde jsou znázorněny působící síly, momenty a uložení hřídele.



Obr. 13 Schéma hřídele pro výpočet reakčních sil od ložisek

Kde:	$R_a$	[N]	reakce od ložiska v místě A
	$R_b$	[N]	reakce od ložiska v místě B
	$M_K$	[N·mm]	krouticí moment potřebný pro rozběh jednoho poháněného kola $M_K = M_{roz1} \cdot i = 101 \cdot 65,47 = 6613$ [N · m] dle rovnice 33
	$L_4$	[mm]	vzdálenost $M_K$ od $F_{max}$
	$L_5$	[mm]	vzdálenost $R_b$ od $F_{max}$
	$L_6$	[mm]	vzdálenost $R_a$ od $F_{max}$

**Momentová rovnice**

$$\sum M_{OA} = 0 \quad (50)$$

$$R_b \cdot (L_5 + L_6) - F_{max} \cdot L_6 = 0 \quad (51)$$

Po vyjádření  $R_b$  z rovnice (50) vychází:

$$R_b = \frac{F_{max} \cdot L_6}{(L_5 + L_6)} \quad (52)$$

$$R_b = \frac{374 \cdot 237,5}{237,5 + 237,5} = 187 \text{ [kN]}$$

$$R_b = 187 \text{ [kN]}$$

**Silová rovnice**

$$\sum F = 0 \quad (53)$$

$$R_a + R_b - F_{max} = 0 \quad (54)$$

Po vyjádření  $R_a$  z rovnice (53) vychází:

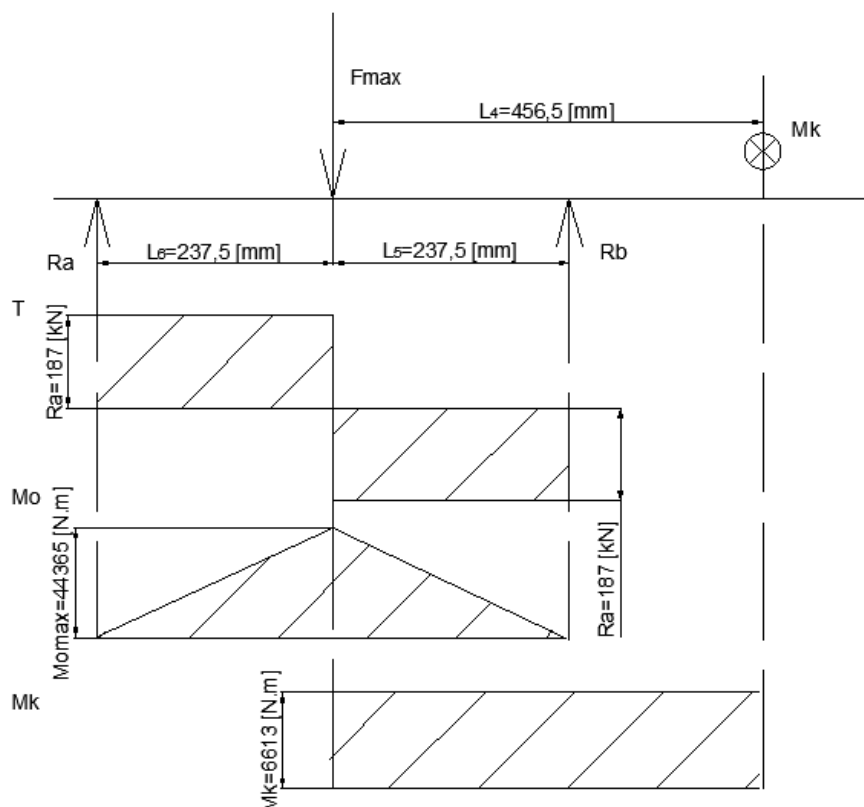
$$R_a = F_{max} - R_b \quad (55)$$

$$R_a = 374 - 187 = 187 \text{ [kN]}$$

$$R_a = 187 \text{ [kN]}$$

### Výsledné vnitřní účinky sil a momentů

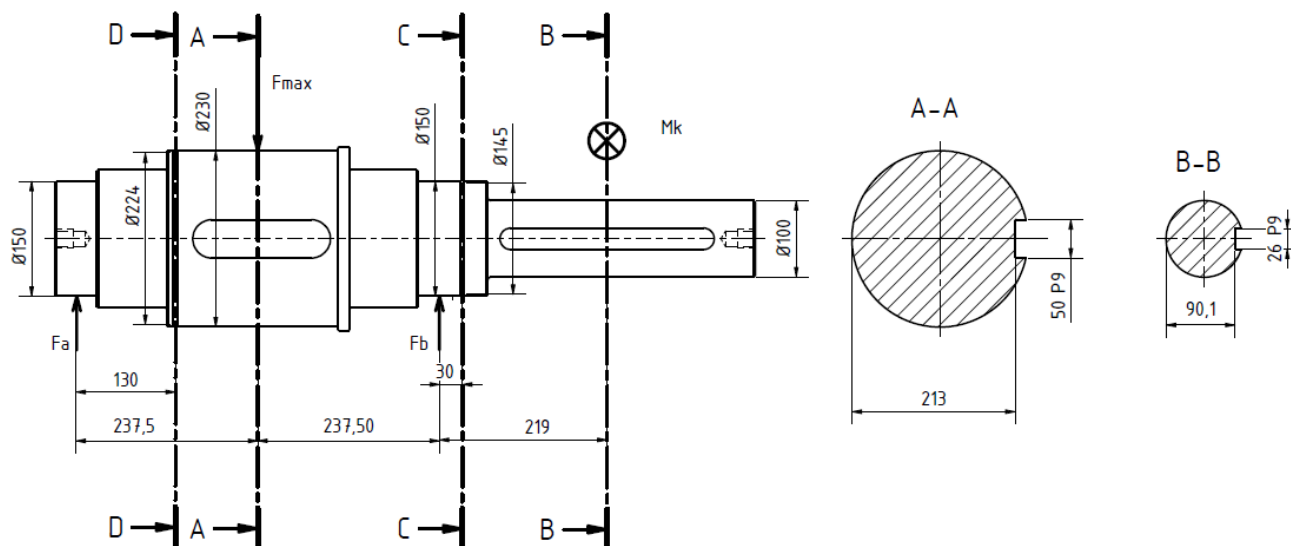
Z návrhu hřídele se vytvoří schéma působení sil a kroutících momentů. Z nich se určí posouvací síly, maximální ohybový moment a kroutící moment. Výsledné schéma je znázorněno na Obr. 14. Z něho je patrné, že největší ohybový moment působí v místě  $F_{max}$  a kroutící moment je po celou dobu konstantní.



Obr. 14 Výsledné vnitřní účinky

### 2.7.1 BEZPEČNOST VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Po překročení mezního stavu pružnosti dochází v součásti ke zjistitelné plastické deformaci. U výpočtu bezpečnosti, vzhledem k meznímu stavu pružnosti, se určí nebezpečná místa na hřídeli, kde je velká pravděpodobnost porušení hřídele. Nebezpečná místa jsou zobrazena na Obr. 15 a nachází v oblastech s maximálním ohybem a krutem, v místech vrubu a nejmenších průměrů hřídele. Výpočet se bude zabývat především pravou stranou hřídele, kde působí krouticí moment a nachází se zde i spojení hnací hřídele s převodovkou.



Obr. 15 Návrh hřídele se základním okótováním a nebezpečnými místy

#### Určení minimální bezpečnosti pro mechanismus pojezdu

Všechny mechanismy a součásti týkajících se pojezdu musí být vyšší, než je minimální bezpečnost. Minimální bezpečnost se spočítá ze vztahu:

$$k_{min} = k_{min1} \cdot k_{min2} \cdot k_{min3} \quad (56)$$

$$k_{min} = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,3 = 1,7$$

$$k_{min} = 1,7$$

Kde:  $k_{min1}$  [-] součinitel pracovních podmínek  $k_{min1} = 1,2$  [1]

$k_{min2}$  [-] součinitel vyjadřující druh provozu. Volím druh provozu II. Proto  $k_{min2} = 1,1$  [1]

$k_{min3}$  [-] součinitel spolehlivosti materiálu pro uhlíkovou ocel  $k_{min3} = 1,3$  [1]



**Řez A**

V řezu A se nachází maximální ohybové napětí a vrub.

**Maximální ohybový moment v místě řezu A**

Podle Obr. 15 se nachází v místě s vrubem a největším ohybovým momentem, tzn. v působišti síly  $F_{max}$  a vypočítá se následovně:

$$M_{oMax} = R_B \cdot L_5 \quad (57)$$

$$M_{oMax} = 187\,000 \cdot 0,2375 = 44\,415 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{oMax} = 44\,415 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

**Normálové napětí od ohybu v místě řezu A**

$$\sigma_{oA} = \frac{32 \cdot M_{oMax}}{\pi \cdot d_A^3} \quad (58)$$

$$\sigma_{oA} = \frac{32 \cdot 44\,415\,000}{\pi \cdot 213^3} = 47 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oA} = 47 \text{ [MPa]}$$

Kde:  $d_A$  [mm] průměr hřídele v místě řezu A  $d_A = 213$  mm dle Obr. 15

**Smykové napětí v místě řezu A**

$$\tau_{oA} = \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d_A^3} \quad (59)$$

$$\tau_{oA} = \frac{16 \cdot 6\,612\,000}{\pi \cdot 213^3} = 3,5 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{oA} = 3,5 \text{ [MPa]}$$

**Redukované napětí v místě řezu A**

$$\sigma_{RedA} = \sqrt{(\sigma_{oA} \cdot \alpha_{\sigma A})^2 + 3 \cdot (\tau_{oA} \cdot \alpha_{\tau A})^2} \quad (60)$$

$$\sigma_{RedA} = \sqrt{(47 \cdot 1,5)^2 + 3 \cdot (3,5 \cdot 2,9)^2} = 72 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{RedA} = 72 \text{ [MPa]}$$

Kde:  $\alpha_{\sigma A}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání ohybem  $\alpha_{\sigma A} = 1,5$  [10]

$\alpha_{\tau A}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání krutem  $\alpha_{\tau A} = 2,9$  [10]

### Bezpečnost v místě řezu A

$$k_A = \frac{Re}{\sigma_{RedA}} \quad (61)$$

$$k_A = \frac{325}{72} = 4,5$$

$k_A = 4,5 > k_{min} = 1,7$  – Bezpečnost vyhovuje.

### Řez B

V řezu B se nachází vrub, kterým je pero.

### Ohybový moment v místě řezu B

Podle Obr. 15 se řez B nachází v místě vrubu. Působí zde pouze kroutící moment a ohybový moment je nulový.

$$M_{oB} = 0 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (62)$$

### Normálové napětí od ohybu v místě řezu B

$$\sigma_{oB} = \frac{32 \cdot M_{oB}}{\pi \cdot d_B^3} \quad (63)$$

$$\sigma_{oB} = \frac{32 \cdot 0}{\pi \cdot 90,1^3} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oB} = 0 \text{ [MPa]}$$

Kde:  $d_B$  [mm] průměr hřídele v místě řezu B:  $d_B = 90,1$  mm dle Obr. 15

**Smykové napětí v místě řezu B**

$$\tau_{OB} = \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d_B^3} \quad (64)$$

$$\tau_{OB} = \frac{16 \cdot 6\,613\,000}{\pi \cdot 90,1^3} = 46 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{OB} = 46 \text{ [MPa]}$$

**Redukované napětí v místě řezu B**

$$\sigma_{RedB} = \sqrt{(\sigma_{OB} \cdot \alpha_{\sigma B})^2 + 3 \cdot (\tau_{OB} \cdot \alpha_{\tau B})^2} \quad (65)$$

$$\sigma_{RedB} = \sqrt{(0 \cdot 1,6)^2 + 3 \cdot (46 \cdot 2,3)^2} = 184 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{RedB} = 184 \text{ [MPa]}$$

Kde:  $\alpha_{\sigma B}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání ohybem  $\alpha_{\sigma B} = 1,6$  [10]

$\alpha_{\tau B}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání krutem  $\alpha_{\tau B} = 2,3$  [10]

**Bezpečnost v místě řezu B**

$$k_B = \frac{Re}{\sigma_{RedB}} \quad (66)$$

$$k_B = \frac{325}{184} = 1,77$$

$k_B = 1,77 > k_{min} = 1,7$  – Bezpečnost vyhovuje.

**Řez C**

V řezu C se nachází vrub od drážky na pojistný kroužek a napětí od krutu.

**Normálové napětí od ohybu v místě řezu C**

$$\sigma_{OC} = \frac{32 \cdot M_{oC}}{\pi \cdot d_C^3} \quad (67)$$

$$\sigma_{OC} = \frac{32 \cdot 0}{\pi \cdot 145^3} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{OC} = 0 \text{ [MPa]}$$

Kde:  $d_C$  [mm] průměr hřídele v místě řezu C  $d_C = 145$  mm dle Obr. 15

$M_{oC}$  [N·mm] ohybový moment dle Obr. 14  $M_{oC} = 0$  N · mm

### Smykové napětí v místě řezu C

$$\tau_{oC} = \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d_C^3} \quad (68)$$

$$\tau_{oC} = \frac{16 \cdot 101\,000}{\pi \cdot 145^3} = 11 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{oC} = 11 \text{ [MPa]}$$

### Redukované napětí v místě řezu C

$$\sigma_{RedC} = \sqrt{(\sigma_{oC} \cdot \alpha_{\sigma C})^2 + 3 \cdot (\tau_{oC} \cdot \alpha_{\tau C})^2} \quad (69)$$

$$\sigma_{RedC} = \sqrt{(0 \cdot 4)^2 + 3 \cdot (11 \cdot 2,5)^2} = 48 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{RedB} = 48 \text{ [MPa]}$$

Kde:  $\alpha_{\sigma C}$  [–] součinitel tvaru pro namáhání ohybem  $\alpha_{\sigma C} = 4$

$\alpha_{\tau C}$  [–] součinitel tvaru pro namáhání krutem  $\alpha_{\tau C} = 2,5$  [10]

### Bezpečnost v místě řezu C

$$k_C = \frac{Re}{\sigma_{RedC}} \quad (70)$$

$$k_C = \frac{325}{48} = 6,8$$

$k_C = 6,8 > k_{min} = 1,7$  – Bezpečnost vyhovuje.

**Řez D**

V řezu D se nachází vrub od drážky na pojistný kroužek a napětí od ohybového momentu.

**Ohybový moment v místě řezu D**

Podle Obr. 15 se nachází v místě s vrubem a ohybovým momentem, který se vypočítá z reakce v místě A vynásobenou o vzdálenost k místu řezu (tzn. 130 mm, neboli 0,13 m).

$$M_{oD} = R_A \cdot 0,13 \quad (71)$$

$$M_{oD} = 187\,000 \cdot 0,13 = 24\,310 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{oD} = 24\,310 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

**Normálové napětí od ohybu v místě řezu D**

$$\sigma_{oD} = \frac{32 \cdot M_{oD}}{\pi \cdot d_D^3} \quad (72)$$

$$\sigma_{oD} = \frac{32 \cdot 24\,310}{\pi \cdot 224^3} = 22 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{oD} = 22 \text{ [MPa]}$$

Kde:  $d_D$  [mm] průměr hřídele v místě řezu D  $d_D = 224$  mm dle Obr. 15

**Smykové napětí v místě řezu D**

$$\tau_{oD} = \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d_D^3} \quad (73)$$

$$\tau_{oD} = \frac{16 \cdot 0}{\pi \cdot 224^3} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{oD} = 0 \text{ [MPa]}$$

**Redukované napětí v místě řezu D**

$$\sigma_{RedD} = \sqrt{(\sigma_{oD} \cdot \alpha_{\sigma D})^2 + 3 \cdot (\tau_{oD} \cdot \alpha_{\tau D})^2} \quad (74)$$

$$\sigma_{RedD} = \sqrt{(22 \cdot 4,3)^2 + 3 \cdot (0 \cdot 2,7)^2} = 94,7 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{RedD} = 95 \text{ [MPa]}$$

Kde:  $\alpha_{\sigma D}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání ohybem  $\alpha_{\sigma D} = 4,3$  [22]

$\alpha_{\tau D}$  [-] součinitel tvaru pro namáhání krutem  $\alpha_{\tau D} = 2,7$  [22]

### Bezpečnost v místě řezu D

$$k_D = \frac{Re}{\sigma_{RedD}} \quad (75)$$

$$k_D = \frac{325}{95} = 3,4$$

$k_D = 3,4 > k_{min} = 1,7$  – Bezpečnost vyhovuje.

### 2.7.2 VÝPOČET VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU ÚNAVY

Nejprve je určena korigovaná mez únavy hřídele z Mariovy rovnice. Poté jsou přepočteny součinitelé tvaru na součinitele vrubu a dle Sodebergova kritéria je vypočten součinitel bezpečnosti. Výpočet se bude provádět na příslušných řezech dle Obr. 15.

#### Korigovaná mez únavy hřidel (Marinova rovnice)

Nejprve je zapotřebí určit si součinitele pro výpočet korigované únavy hřídele:

##### Součinitel vlivu jakosti povrchu

$$k_a = a \cdot Rm^{b_s} \quad (76)$$

$$k_a = 4,51 \cdot 570^{-0,265} = 0,839$$

$$k_a = 0,839$$

Kde:  $a$  [-] pro obráběný povrch je  $a = 4,51$  [10]

$b_s$  [-] pro obráběný povrch je  $a = -0,265$  [10]

##### Součinitel vlivu velikosti tělesa

$$k_b = 1,51 \cdot d_A^{-0,157} \quad (77)$$

$$k_b = 1,51 \cdot 213^{-0,157} = 0,651$$

$$k_b = 0,651$$

**Součinitel vlivu způsobu zatěžování**

$$k_c = 1 - ze [6]$$

**Součinitel vlivu teploty**

$$k_d = 1 - ze [6]$$

**Součinitel spolehlivosti**

$$k_e = 0,868 - \text{pro spolehlivost 95 \% ze [6]}$$

**Součinitel ostatních vlivů**

$$k_f = 1 - ze [6]$$

**Korigovaná mez únavy hřídele**

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} \quad (78)$$

$$\sigma'_{co} = 0,839 \cdot 0,651 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,868 \cdot 1 \cdot 240 = 132,73 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma'_{co} = 134 \text{ [MPa]}$$

**Řez A****Součinitel vrubu drážky pro ohybové napětí v místě řezu A**

$$\beta_{\sigma A} = \frac{\alpha_{\sigma A}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma A} - 1)}{\alpha_{\sigma A}} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_{A1}}}} = \frac{\alpha_{\sigma A}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma A} - 1)}{\alpha_{\sigma A}} \cdot \frac{139}{\sqrt{r_{A1}}}} \quad (79)$$

$$\beta_{\sigma A} = \frac{1,5}{1 + \frac{2 \cdot (1,5 - 1)}{1,5} \cdot \frac{139}{\sqrt{1,6}}} = 1,37$$

$$\beta_{\sigma A} = 1,37$$

Kde:  $r_{A1}$  [mm] rádius mezi perem a průměrem hřídele je  $r_{A1} = 1,6$

**Součinitel vrubu drážky pro napětí krutu v místě řezu B**

$$\beta_{\tau A} = \frac{\alpha_{\tau A}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau A} - 1)}{\alpha_{\tau A}} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_{A1}}}} = \frac{\alpha_{\tau A}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau A} - 1)}{\alpha_{\tau A}} \cdot \frac{\frac{139}{\sqrt{r_{A1}}}}{\frac{Rm}{\sqrt{r_{A1}}}}} \quad (80)$$

$$\beta_{\tau A} = \frac{2,9}{1 + \frac{2 \cdot (2,9 - 1)}{2,9} \cdot \frac{\frac{139}{\sqrt{1,6}}}{\frac{570}{\sqrt{1,6}}}} = 2,44$$

$$\beta_{\tau A} = 2,44$$

**Normálové a smykové napětí v místě řezu A**

$$\sigma_{aA} = \sigma_{OA} \cdot \beta_{\sigma A} \quad (81)$$

$$\sigma_{aA} = 47 \cdot 1,37 = 64 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{aA} = 64 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{mA} = 0$$

$$\tau_{aA} = 0$$

$$\tau_{mA} = \tau_{OA} \cdot \beta_{\tau A} \quad (82)$$

$$\tau_{mA} = 3,5 \cdot 2,44 = 8,5 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{mA} = 8,5 \text{ [MPa]}$$

**Redukované napětí amplitudy v místě řezu A**

$$\sigma_{aRedA} = \sqrt{\sigma_{aA}^2 + 3 \cdot \tau_{aA}^2} \quad (83)$$

$$\sigma_{aRedA} = \sqrt{64^2 + 3 \cdot 0^2} = 64 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{aRedA} = 64 \text{ [MPa]}$$

**Redukované střední napětí v místě řezu A**

$$\sigma_{mRedA} = \sqrt{\sigma_{mA}^2 + 3 \cdot \tau_{mA}^2} \quad (84)$$

$$\sigma_{mRedA} = \sqrt{0 + 3 \cdot 8,5^2} = 15 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{mRedA} = 15 \text{ [MPa]}$$



**Směrnice zatěžovací přímky v místě řezu A**

$$r_{sA} = \frac{\sigma_{aRedA}}{\sigma_{mRedA}} \quad (85)$$

$$r_{sA} = \frac{64}{15} = 4,3$$

$$r_{sA} = 4,3$$

**Souřadnice průsečíku se Sodebergovou přímkou v místě řezu A**

$$\sigma_{MA} = \frac{\sigma'_{co} \cdot Re}{r_s \cdot Re + \sigma'_{co}} \quad (86)$$

$$\sigma_{MA} = \frac{133 \cdot 325}{4,3 \cdot 325 + 133} = 28 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{MA} = 28 \text{ [MPa]}$$

**Součinitel bezpečnosti v místě řezu A**

$$k_{fA} = \frac{\sigma_{MA}}{\sigma_{mRedA}} \quad (87)$$

$$k_{fA} = \frac{28}{15} = 1,89$$

$$k_{fA} = 1,89 > k_{min} = 1,7 - \text{Bezpečnost vyhovuje.}$$

**Řez B****Součinitel vrubu drážky pro ohybové napětí v místě řezu B**

$$\beta_{\sigma B} = \frac{\alpha_{\sigma B}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma B} - 1) \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_{B1}}}}{\alpha_{\sigma B}}} = \frac{\alpha_{\sigma B}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma B} - 1) \cdot \frac{139}{\sqrt{r_{B1}}}}{\alpha_{\sigma B}}} \quad (88)$$

$$\beta_{\sigma B} = \frac{1,6}{1 + \frac{2 \cdot (1,6 - 1) \cdot \frac{139}{\sqrt{1}}}{1,6}} = 1,41$$

$$\beta_{\sigma B} = 1,41$$

Kde:  $r_{B1}$  [mm] rádius mezi perem a průměrem hřídele je  $r_{B1} = 1$

**Součinitel vrubu drážky pro napětí krutu v místě řezu B**

$$\beta_{\tau B} = \frac{\alpha_{\tau B}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau B} - 1)}{\alpha_{\tau B}} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_{B1}}}} = \frac{\alpha_{\tau B}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau B} - 1)}{\alpha_{\tau B}} \cdot \frac{\frac{139}{\sqrt{r_{B1}}}}{\frac{Rm}{\sqrt{r_{B1}}}}} \quad (89)$$

$$\beta_{\tau B} = \frac{2,3}{1 + \frac{2 \cdot (2,3 - 1)}{2,3} \cdot \frac{\frac{139}{\sqrt{1}}}{\frac{570}{\sqrt{1}}}} = 1,9$$

$$\beta_{\tau B} = 1,9$$

**Normálové a smykové napětí v místě řezu B**

$$\sigma_{aB} = \sigma_{OB} = 0 [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{mB} = 0$$

$$\tau_{aB} = 0$$

$$\tau_{mB} = \tau_{OB} = 46 [\text{MPa}]$$

**Redukované napětí amplitudy v místě řezu B**

$$\sigma_{aRedB} = \sqrt{(\sigma_{OB} \cdot \beta_{\sigma B})^2 + 3 \cdot (\tau_{aB} \cdot \beta_{\tau B})^2} \quad (90)$$

$$\sigma_{aRedB} = \sqrt{(0 \cdot 1,41)^2 + 3 \cdot (0 \cdot 1,9)^2} = 0 [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{aRedB} = 0 [\text{MPa}]$$

**Redukované střední napětí v místě řezu B**

$$\sigma_{mRedB} = \sqrt{(\sigma_{mB} \cdot \beta_{\sigma B})^2 + 3 \cdot (\tau_{mB} \cdot \beta_{\tau B})^2} \quad (91)$$

$$\sigma_{mRedB} = \sqrt{(0 \cdot 1,41)^2 + 3 \cdot (46 \cdot 1,9)^2} = 152 [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{mRedB} = 152 [\text{MPa}]$$

**Směrnice zatěžovací přímky v místě řezu B**

$$r_{sB} = \frac{\sigma_{aRedB}}{\sigma_{mRedB}} \quad (92)$$

$$r_{sB} = \frac{0}{152} = 0$$

$$r_{sB} = 0$$

**Souřadnice průsečíku se Sodebergovou přímkou v místě řezu B**

$$\sigma_{MB} = \frac{\sigma'_{Co} \cdot Re}{r_{SB} \cdot Re + \sigma'_{Co}} \quad (93)$$

$$\sigma_{MB} = \frac{134 \cdot 325}{0 \cdot 285 + 134} = 325 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{MB} = 325 \text{ [MPa]}$$

**Součinitel bezpečnosti v místě řezu B**

$$k_{fB} = \frac{\sigma_{MB}}{\sigma_{mRedB}} \quad (94)$$

$$k_{fB} = \frac{325}{152} = 2,1$$

$$k_{fB} = 2,1 > k_{min} = 1,7 - \text{Bezpečnost vyhovuje.}$$

**Řez C****Součinitel vrubu drážky pro ohybové napětí v místě řezu C**

$$\beta_{\sigma C} = \frac{\alpha_{\sigma C}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma C} - 1) \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_{C1}}}}{\alpha_{\sigma C}}} = \frac{\alpha_{\sigma C}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma C} - 1) \cdot \frac{139}{\sqrt{r_{C1}}}}{\alpha_{\sigma C}}} \quad (95)$$

$$\beta_{\sigma C} = \frac{4}{1 + \frac{2 \cdot (4 - 1) \cdot \frac{139}{\sqrt{0,2}}}{4}} = 2,5$$

$$\beta_{\sigma B} = 2,5$$

Kde:  $r_{C1}$  [mm] rádius mezi průměrem drážky pro pojistný kroužek a průměrem hřídele  
je  $r_{C1} = 0,2$

**Součinitel vrubu drážky pro napětí krutu v místě řezu C**

$$\beta_{\tau C} = \frac{\alpha_{\tau C}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau C} - 1)}{\alpha_{\tau C}} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_{C1}}}} = \frac{\alpha_{\tau C}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau C} - 1)}{\alpha_{\tau C}} \cdot \frac{\frac{139}{Rm}}{\sqrt{r_{C1}}}} \quad (96)$$

$$\beta_{\tau C} = \frac{2,5}{1 + \frac{2 \cdot (2,5 - 1)}{2,5} \cdot \frac{\frac{139}{570}}{\sqrt{0,2}}} = 1,69$$

$$\beta_{\tau C} = 1,69$$

**Normálové a smykové napětí v místě řezu C**

$$\sigma_{aC} = \sigma_{OC} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{mC} = 0$$

$$\tau_{aC} = 0$$

$$\tau_{mC} = \tau_{OC} = 11 \text{ [MPa]}$$

**Redukované napětí amplitudy v místě řezu C**

$$\sigma_{aRedC} = \sqrt{(\sigma_{OC} \cdot \beta_{\sigma C})^2 + 3 \cdot (\tau_{aC} \cdot \beta_{\tau C})^2} \quad (97)$$

$$\sigma_{aRedC} = \sqrt{(0 \cdot 2,5)^2 + 3 \cdot (0 \cdot 1,69)^2} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{aRedC} = 0 \text{ [MPa]}$$

**Redukované střední napětí v místě řezu C**

$$\sigma_{mRedC} = \sqrt{(\sigma_{mC} \cdot \beta_{\sigma C})^2 + 3 \cdot (\tau_{mC} \cdot \beta_{\tau C})^2} \quad (98)$$

$$\sigma_{mRedC} = \sqrt{(0 \cdot 2,5)^2 + 3 \cdot (11 \cdot 1,69)^2} = 32 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{mRedC} = 32 \text{ [MPa]}$$

**Směrnice zatěžovací přímky v místě řezu C**

$$r_{SC} = \frac{\sigma_{aRedC}}{\sigma_{mRedC}} \quad (99)$$

$$r_{SC} = \frac{0}{32} = 0$$

$$r_{SC} = 0$$

**Souřadnice průsečíku se Sodebergovou přímkou v místě řezu C**

$$\sigma_{MC} = \frac{\sigma'_{co} \cdot Re}{r_{sc} \cdot Re + \sigma'_{co}} \quad (100)$$

$$\sigma_{MC} = \frac{134 \cdot 325}{0 \cdot 325 + 134} = 325 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{MC} = 325 \text{ [MPa]}$$

**Součinitel bezpečnosti v místě řezu C**

$$k_{fC} = \frac{\sigma_{MC}}{\sigma_{mRedC}} \quad (101)$$

$$k_{fC} = \frac{325}{32} = 10$$

$$k_{fC} = 10 > k_{min} = 1,7 - \text{Bezpečnost vyhovuje.}$$

**Řez D****Součinitel vrubu drážky pro ohybové napětí v místě řezu D**

$$\beta_{\sigma D} = \frac{\alpha_{\sigma D}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma D} - 1)}{\alpha_{\sigma D}} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_{D1}}}} = \frac{\alpha_{\sigma D}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma D} - 1)}{\alpha_{\sigma D}} \cdot \frac{139}{\sqrt{r_{D1}}}} \quad (102)$$

$$\beta_{\sigma D} = \frac{4,3}{1 + \frac{2 \cdot (4,3 - 1)}{4,3} \cdot \frac{139}{\sqrt{0,2}}} = 2,7$$

$$\beta_{\sigma D} = 2,7$$

Kde:  $r_{D1}$  [mm] rádius mezi průměrem drážky na pojistný kroužek a průměrem hřídele  
je  $r_{D1} = 0,2 \text{ mm}$  [7]

**Součinitel vrubu drážky pro napětí krutu v místě řezu D**

$$\beta_{\tau D} = \frac{\alpha_{\tau D}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau D} - 1)}{\alpha_{\tau D}} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r_{D1}}}} = \frac{\alpha_{\tau D}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau D} - 1)}{\alpha_{\tau D}} \cdot \frac{\frac{139}{570}}{\sqrt{0,2}}} \quad (103)$$

$$\beta_{\tau D} = \frac{2,7}{1 + \frac{2 \cdot (2,7 - 1)}{2,7} \cdot \frac{\frac{139}{570}}{\sqrt{0,2}}} = 1,8$$

$$\beta_{\tau D} = 1,8$$

**Normálové a smykové napětí v místě řezu D**

$$\sigma_{aD} = \sigma_{oD} = 59 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{mD} = 0$$

$$\tau_{aD} = 0$$

$$\tau_{mD} = \tau_{oD} = 0 \text{ [MPa]}$$

**Redukované napětí amplitudy v místě řezu D**

$$\sigma_{aRedD} = \sqrt{(\sigma_{oD} \cdot \beta_{\sigma D})^2 + 3 \cdot (\tau_{aD} \cdot \beta_{\tau D})^2} \quad (104)$$

$$\sigma_{aRedD} = \sqrt{(59 \cdot 2,7)^2 + 3 \cdot (0 \cdot 1,8)^2} = 59 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{aRedD} = 59 \text{ [MPa]}$$

**Redukované střední napětí v místě řezu D**

$$\sigma_{mRedD} = \sqrt{(\sigma_{mD} \cdot \beta_{\sigma D})^2 + 3 \cdot (\tau_{mD} \cdot \beta_{\tau D})^2} \quad (105)$$

$$\sigma_{mRedD} = \sqrt{(0 \cdot 2,7)^2 + 3 \cdot (0 \cdot 1,8)^2} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{mRedD} = 0 \text{ [MPa]}$$

**Součinitel bezpečnosti v místě řezu D**

Z důvodu, že se zde nenachází kroutící moment, není možné vyjádřit směrnice zatěžovací přímky ani souřadnice průsečíku se Sodebergovou přímkou. Z tohoto důvodu se počítá bezpečnost z korigované meze únavy a redukovaného napětí amplitudy.

$$k_{fD} = \frac{\sigma'_{co}}{\sigma_{aRedD}} \quad (106)$$

$$k_{fD} = \frac{134}{59} = 2,28$$

$$k_{fD} = 2,28 > k_{min} = 1,7 - \text{Bezpečnost vyhovuje. [10]}$$

**2.7.3 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK**

Nejprve je potřeba vypočítat ekvivalentní zatížení ložiska, které vychází ze síly působící v místě ložiska. Poté je třeba určit v jakém bodu bude ložisko posuvné v axiálním směru. Pro tento případ je to bod B z Obr. 15. Následně bylo dle katalogu od společnosti SKF vybráno soudečkové ložisko dvouřadé s označením SKF 23030 CC/W33 [15]. Na stránkách výrobce je k dispozici konfigurátor s výpočtem trvanlivosti ložisek. Odtud vygenerovaná hodnota trvanlivosti ložisek se porovná s minimální životností ložisek  $L_{hmin} = 4\,000\,h$ , pro druh provozu II.[2][16]

**Ekvivalentní tlak**

$$K_e = \gamma \cdot k_x \cdot R_B \quad (107)$$

$$K_e = 1,2 \cdot 0,8 \cdot 187\,000 = 172\, [\text{kN}]$$

$$K_e = 172\, [\text{kN}]$$

Kde:  $\gamma$  [-] součinitel závislý na proměnlivosti zatížení pro střední provoz,  $\gamma = 1,2$  [2]

$k_x$  [-] součinitel druhu provozu je  $k_x = 0,8$  [2]

**Axiální síla**

$$F_a = 0,1 \cdot K_e \quad (108)$$

$$F_a = 0,1 \cdot 172 = 17,2\, [\text{kN}]$$

$$F_a = 17,2\, [\text{kN}]$$

**Trvanlivost ložisek**

Trvanlivost ložisek je vypočítána na webových stránkách společnosti SKF.[16]

$$L_{10hA} = 67\,400 \text{ [h]} > L_{hmin} = 4\,000 \text{ [h]} - \text{Podmínka je splněna. Ložisko vyhovuje.} \quad (109)$$

$$L_{10hB} = 21\,600 \text{ [h]} > L_{hmin} = 4\,000 \text{ [h]} - \text{Podmínka je splněna. Ložisko vyhovuje.} \quad (110)$$

Kde:  $L_{10hA}$  [h] trvanlivost ložiska A

$L_{10hB}$  [h] trvanlivost ložiska B

$L_{hmin}$  [h] minimální trvanlivost ložiska je pro únavou skupinu II

**2.7.4 KONTROLA PERA V MÍSTĚ PŘENÁŠENÍ KROUTÍCÍ MOMENTU Z MOTORU NA HŘÍDEL**

Pero přenáší kroučící moment z převodovky na hnací hřídel. Je nutné, aby nedošlo k otlačení mezi bokem drážky v náboji a perem.

$$p_D \geq \frac{2 \cdot M_{Roz} \cdot i}{d_{Dskut} \cdot t_{1D} \cdot (l_{PD} - b_{pD})} \rightarrow p_O \cdot 0,6 \geq \frac{2 \cdot M_{Roz} \cdot i}{d_{Dskut} \cdot t_{1D} \cdot (l_{PD} - b_{pD})} \quad (111)$$

$$150 \cdot 0,6 \geq \frac{2 \cdot 101\,000 \cdot 65,47}{100 \cdot 6,1 \cdot (280 - 28)}$$

$90 \text{ [MPa]} \geq 86 \text{ [MPa]} - \text{Nebude docházet k otlačení mezi bokem drážky v náboji a perem.}$

Kde:  $p_D$  [MPa] dovolený tlak na bocích drážek v náboji

$p_O$  [MPa] základní hodnota tlaku

$l_{PD}$  [mm] délka pera v místě D

$b_{pD}$  [mm] šířka pera v místě D

$d_{Dskut}$  [mm] skutečný průměr v místě D  $d_{Dskut} = 100 \text{ [mm]}$  dle Obr. 15

$t_{1D}$  [mm] hloubka drážky pro pero v náboji [10]



**2.7.5 KONTROLA PERA V MÍSTĚ PŘENÁŠENÍ KROUTÍCÍ MOMENTU Z HŘÍDELE NA KOLO**

Pero přenáší kroučící moment z hnací hřídele na pojezdové kolo. Je nutné, aby nedošlo k otlacení mezi bokem drážky v náboji a perem.

$$p_D \geq \frac{2 \cdot M_{Roz} \cdot i}{d_{Askut} \cdot t_{1A} \cdot (l_{PA} - b_{pA})} \rightarrow p_O \cdot 0,6 \geq \frac{2 \cdot M_{Roz} \cdot i}{d_{Askut} \cdot t_{1A} \cdot (l_{PA} - b_{pA})} \quad (112)$$

$$150 \cdot 0,6 \geq \frac{2 \cdot 101\,000 \cdot 65,47}{230 \cdot 11 \cdot (180 - 50)}$$

90 [MPa]  $\geq$  45,8 [MPa] – Nebude docházet k otlacení mezi bokem drážky v náboji a perem.

Kde:  $p_D$  [MPa] dovolený tlak na bocích drážek v náboji

$p_O$  [MPa] základní hodnota tlaku

$l_{PA}$  [mm] délka pera v místě A

$d_{Askut}$  [mm] skutečný průměr v místě A  $d_{Askut} = 230$  [mm] dle Obr. 15

$b_{pA}$  [mm] šířka pera v místě A

$t_{1A}$  [mm] hloubka drážky pro pero v náboji [10]

## ZÁVĚR

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení pojezdového mechanismu jeřábového mostu s vahadlovým uspořádáním. V první části je provedena kritická rešerše možných řešení, v druhé části vlastní konstrukční návrh ověřený funkčními a pevnostními výpočty.

Jednotlivé komponenty byly zvoleny tak, aby odpovídaly výpočtům a zároveň aby fungovaly jako celek. V prvním kroku byla zvolena pojezdová kola a kolejnice. Průměr pojezdových kol byl zvolen 710 mm a kolejnice s označením A 120. Následně byla prokázána statická únosnost a únavová pevnost pojezdových kol a kolejnic. V dalším kroku se počítal samotný mechanismus pojezdu jeřábu. Motor s převodovkou byl zvolen od společnosti SEW EURODRIVE s označením FA127DRN132L4BE20/TF s výkonem 9,2 kW. Následně byl zkontrolován, aby vyhovoval potřebnému výkonu a krouticímu momentu. Dále byl počítán brzdný moment. Brždění jeřábu se bude provádět pomocí frekvenčního měniče. V případě potřeby většího brzdného momentu je motor osazen brzdou s brzdným momentem 60-200 N·m. Následoval kontrolní výpočet hřídele hnacího kola, kde byla určena nebezpečná místa a v nich se počítala bezpečnost k mezním stavům pružnosti a únavy. Dále byla navržena ložiska a pera. Ložiska byla zvolena soudečková od společnosti SKF s označením SKF 23030 CC/W33 a poté se vypočítala jejich trvanlivost. Pero bylo zkontrolováno na otlačení.

V přílohách se nachází výkresová dokumentace, ve které je vše spojeno v jeden celek. Výkresová dokumentace se zabývala především mechanismem pojezdu, proto komponenty, které se netýkaly tohoto mechanismu jsou navrženy pouze ilustrativně.

Pro použití v praxi by bylo nutné zajistit více informací o provozu jeřábu a detailněji rozpracovat konstrukční i výpočetní část, aby byly pokryty všechny části mostového jeřábu.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REMTA, František, František DRAŽAN, Ladislav KUPKA, Oldřich JURÁŠEK, Zdeněk LEDR a Otakar ZDEBSKI. *Jeřáby. I. díl. Druhé, přepracované a doplněné vydání*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1974.
- [2] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [3] GAJDUŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. F
- [4] KULKA, Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. *Žeriavy mostového typu*. Košice: Technická univerzita, 2017. ISBN 978-80-553-2908-6.
- [5] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně*. Brno. Skripta. FSI VUT v Brně.
- [6] VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1983.
- [7] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Doplněné vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2016. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [8] ALEXANDROV, M. P. *Spravočnik po kranam*. Leningrad: Mašinostrojenije, 1988. ISBN 5-217-00287-5.
- [9] HOFFMANN, Klaus, Erhard KRENN a Gerhard STANKER. *Fördertechnik: Band 1 und 2*. Wien: R Oldenburg Verlag, 1994. ISBN 3-7029-0381-X.
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] ČSN ISO 4306-1. *Jeřáby – Slovník – Část 1: Všeobecně*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. Třídící znak 27 0000.
- [12] ČSN EN 13001-1. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 1: Základní principy a požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 32 s. Třídící znak 27 0105.
- [13] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011, 56 s. Třídící znak 27 0105.
- [14] ČSN EN 13001-3-3. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-3: Mezní stavy a prokázání způsobilosti kontaktů kolo/kolejnice*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 24 s. Třídící znak 27 0105.
- [15] SKF: Spherical roller bearings 24034 CC/W33. SKF [online]. [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://www.skf.com/groillingroup/products/-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-24034%20CC%20FW33?system=metric>

- [16] SKF: Bearing Select. *SKF* [online]. [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://skfbearingsselect.com/>
- [17] Gantry Rail: Kolejnice. *Gantry Rail* [online]. [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://gantryrail.com/dodavky-materialu/kolejnice/>
- [18] Crane Wheels. *SIBRE Siegerland Bremsen GmbH* [online]. [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://www.sibre.de/wp-content/uploads/2020/11/sibre-data-sheet-couplings-crane-wheel-systems.pdf>
- [19] KPC. *Královo Pole Cranes* [online]. [cit. 2021-04-02]. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/produkty/jeraby/jeraby-mostove/>
- [20] SEW-EURODRIVE CZ s.r.o. *SEW-EURODRIVE CZ s.r.o* [online]. [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/domu.html>
- [21] Schéma mostového jeřábu. *SINOKO CRANES* [online]. [cit. 2021-04-09]. Dostupné z: <https://www.sinokocrane.com/upload/image/20191104/15728105321146222.jpg>
- [22] *Součinitel tvaru drážky pro pero* [online]. [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: [https://homel.vsb.cz/~fol20/Konstrukcni\\_cviceni\\_II/Tvarove\\_soucinitele.pdf](https://homel.vsb.cz/~fol20/Konstrukcni_cviceni_II/Tvarove_soucinitele.pdf)

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\Sigma F$	[N]	Suma sil
$\Sigma K_{adh}$	[N]	Součet tlaků působících mezi hnacími pojezdovými koly a kolejnicí
$\Sigma M_{OA}$	[N·m]	Suma momentu k místu A
$a$	[–]	Součinitel pro obráběný povrch I
$b$	[mm]	Účinná šířka kolejnice
$b_k$	[mm]	Šířka pojezdového kola
$B_{mot}$	[N·m]	Brzdňý moment motoru
$b_{pA}$	[mm]	Šířka pera v místě A
$b_{pD}$	[mm]	Šířka pera v místě D
$b_s$	[–]	Součinitel pro obráběný povrch II
$D$	[mm]	Průměr pojezdového kola
$d_A$	[mm]	Průměr hřídele v místě řezu A
$d_{Askut}$	[mm]	Skutečný průměr v místě A
$d_B$	[mm]	Průměr hřídele v místě řezu B
$d_C$	[mm]	Průměr hřídele v místě řezu C
$d_D$	[mm]	Průměr hřídele v místě řezu D
$d_{Dskut}$	[mm]	Skutečný průměr v místě D
$d_p$	[mm]	Hřídel vystupující z převodovky
$e$	[mm]	Rameno valivého odporu
$E_m$	[N·mm <sup>2</sup> ]	Ekvivalentní modul pružnosti
$f_l$	[–]	Zmenšující součinitel pro tlak na hraně
$f_2$	[–]	Zmenšující součinitel pro nerovnoměrné rozložení tlaku
$F_A$	[N]	Reakční síla působící na jednu stranu jeřábu
$F_a$	[N]	Axiální síla
$F_B$	[N]	Reakční síla působící na druhou stranu jeřábu
$f_{\tilde{e}}$	[–]	Součinitel čepového tření
$f_f$	[–]	Součinitel dalších vlivů
$F_G$	[N]	Síla od hmotnosti břemene
$F_i$	[N]	Zatížení jednoho pojezdového kola
$F_J$	[N]	Zatížení od hmotnosti jeřábu
$f_k$	[–]	Součinitel kluzného tření
$F_{max}$	[N]	Maximální zatížení jednoho pojezdového kola s uvažováním všech

		součinitelů zatížení
$F_{maxA}$	[N]	Maximální zatížení jednoho pojezdového kola s uvažováním pouze pravidelného zatížení
$F_{Rd,fK}$	[N]	Návrhová kontaktní síla únosnosti pro kolejnici
$F_{Rd,fP}$	[N]	Návrhová kontaktní síla únosnosti pro pojezdové kolo
$F_{Rd,sK}$	[N]	Statická návrhová kontaktní síla únosnosti pro kolejnici
$F_{Rd,sP}$	[N]	Statická návrhová kontaktní síla únosnosti pro pojezdové kolo
$F_S$	[N]	Síla překonávající pohyb na nerovné kolejnici
$F_V$	[N]	Síla od tlaku větru
$F_{zP}$	[N]	Síla od setrvačných přímočaře se pohybujících hmot
$F_{zPtb}$	[N]	Setrvačná síla posuvných hmot při $t_b$
$F_{zPtbmin}$	[N]	Setrvačná síla posuvných hmot při $t_{bmin}$
$F_{zR}$	[N]	Setrvačná síla posuvných hmot na obvodu pojezdových kol
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
$HB_K$	$[N \cdot mm^2]$	Tvrdost kolejnice přizpůsobená k soustavě jednotek
$HB_p$	$[N \cdot mm^2]$	Tvrdost pojezdového kola přizpůsobená k soustavě jednotek
$i$	[-]	Převodový poměr
$I$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti motoru
$i_k$	[-]	Počet kol jeřábu
$i_{kl}$	[-]	Počet kol na jedné straně jeřábu
$i_n$	[-]	Počet nebrzděných kol
$i_p$	[-]	Počet poháněných pojezdových kol
$I_{red}$	$[kg \cdot m^2]$	Redukovaný moment setrvačnosti motoru
$k_A$	[-]	Bezpečnost v místě řezu A
$k_a$	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu
$k_B$	[-]	Bezpečnost v místě řezu B
$k_b$	[-]	Součinitel vlivu velikosti tělesa
$k_C$	[-]	Bezpečnost v místě řezu C
$k_c$	[-]	Součinitel vlivu způsobu zatěžování
$k_D$	[-]	Bezpečnost v místě řezu D
$k_d$	[-]	Součinitel vlivu teploty
$k_e$	[-]	Součinitel spolehlivosti
$K_e$	[N]	Ekvivalentní tlak

$k_f$	[-]	Součinitel ostatních vlivů
$k_{fA}$	[-]	Součinitel bezpečnosti pro výpočet k meznímu stavu únavy v místě řezu A
$k_{fB}$	[-]	Součinitel bezpečnosti pro výpočet k meznímu stavu únavy v místě řezu B
$k_{fC}$	[-]	Součinitel bezpečnosti pro výpočet k meznímu stavu únavy v místě řezu C
$k_{fD}$	[-]	Součinitel bezpečnosti pro výpočet k meznímu stavu únavy v místě řezu D
$k_{min}$	[-]	Minimální bezpečnost mechanismu pojezdu
$k_{min1}$	[-]	Součinitel pracovních podmínek
$k_{min2}$	[-]	Součinitel vyjadřující druh provozu
$k_{min3}$	[-]	Součinitel spolehlivosti materiálu
$k_x$	[-]	Součinitel druhu provozu
$L_1$	[N]	Rozpětí jeřábu
$L_{10hA}$	[h]	Trvanlivost ložiska A
$L_{10hB}$	[h]	Trvanlivost ložiska B
$L_2$	[N]	Vzdálenost síly způsobené hmotností břemene a jeřábové kočky
$L_3$	[N]	Vzdálenost síly způsobené hmotností jeřábové konstrukce
$L_4$	[N]	Vzdálenost $M_K$ od $F_{max}$
$L_5$	[N]	Vzdálenost $R_b$ od $F_{max}$
$L_6$	[N]	Vzdálenost $R_a$ od $F_{max}$
$L_{hmin}$	[h]	Minimální trvanlivost ložiska
$l_{pA}$	[mm]	Délka pera v místě A
$l_{pD}$	[mm]	Délka pera v místě D
$m$	[-]	Exponent při kontaktu kolo/kolejnice
$M_B$	[N·m]	Brzdící moment
$m_G$	[kg]	Hmotnost břemene
$m_j$	[kg]	Hmotnost jeřábu
$M_k$	[N·m]	Kroutící moment na výstupu z převodovky
$M_m$	[N·m]	Moment od hmotnosti na nakloněné rovině redukováný na hřídele motorů
$M_{mot}$	[N·m]	Kroutící moment na hřídeli elektromotoru
$M_n$	[N·m]	Výstupní kroutící moment z převodovky
$M_{oB}$	[N·m]	Ohybový moment v místě řezu B
$M_{oC}$	[N·m]	Ohybový moment v místě řezu C

$M_{oD}$	[N·m]	Ohybový moment v místě řezu D
$M_{oMax}$	[N·m]	Maximální ohybový moment
$M_{roz}$	[N·m]	Rozběhový moment motorů
$M_{rozI}$	[N·m]	Rozběhový moment jednoho motoru
$M_T$	[N·m]	Moment pasivních odporů redukováný na hřídele motorů
$M_V$	[N·m]	Moment od odporu větru redukováný na hřídele motorů
$M_{zP}$	[N·m]	Setrvačný moment posuvných hmot redukováný na hřídele motorů
$M_{zR}$	[N·m]	Setrvačný moment od rotačních hmot redukováný na hřídele motorů
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky vypočítané z pojezdové rychlosti
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky elektromotoru
$n_s$	[min <sup>-1</sup> ]	Výstupní otáčky z převodovky
$P$	[kW]	Potřebný výkon hnacích motorů
$P_I$	[kW]	Výkon jednoho hnacího elektromotoru
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážek v náboji
$P_n$	[kW]	Výkon elektromotoru
$p_O$	[MPa]	Základní hodnota tlaku
$r$	[mm]	Poloměr čepu kola
$R$	[m]	Poloměr pojezdového kola
$R_a$	[N]	Reakce od ložiska A
$r_{AI}$	[mm]	Rádus mezi perem a průměrem hřídele v místě řezu A
$R_b$	[N]	Reakce od ložiska B
$r_{BI}$	[mm]	Rádus mezi dvěma průměry hřídele v místě řezu B
$r_{CI}$	[mm]	Rádus mezi dvěma průměry hřídele v místě řezu C
$r_{DI}$	[mm]	Rádus v drážce pera místě řezu D
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu oceli 1.0050
$R_m$	[MPa]	Pevnost oceli v tahu 1.0050
$r_{sA}$	[-]	Směrnice zatěžovací přímky v místě řezu A
$r_{sB}$	[-]	Směrnice zatěžovací přímky v místě řezu B
$r_{sC}$	[-]	Směrnice zatěžovací přímky v místě řezu C
$s_c$	[-]	Parametr historie kontaktní síly
$T$	[N]	Tažná síla
$T'$	[N]	Síla pasivních odporů připadající na nebržděná kola
$t_{IA}$	[MPa]	Hloubka drážky pro pero v náboji v místě A



$t_{1D}$	[MPa]	Hloubka drážky pro pero v náboji v místě D
$t_a$	[s]	Doba rozběhu
$t_b$	[s]	Doba brždění
$t_{bmax}$	[s]	Maximální doba brždění
$t_{bmin}$	[s]	Minimální doba brždění
$v_h$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rovnoměrná rychlost zdvihání
$v_p$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pojezdu
$v_s$	[s <sup>-1</sup> ]	Skutečná pojezdová rychlost
$z_{ml}$	[mm]	Tloušťka maximálního smyku
$\alpha$	[–]	Součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmot kromě motoru
$\alpha'$	[–]	Součinitel vyjadřující vliv rotujících hmot
$\alpha_{\sigma A}$	[–]	Součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě řezu A
$\alpha_{\sigma B}$	[–]	Součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě řezu B
$\alpha_{\sigma C}$	[–]	Součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě řezu C
$\alpha_{\sigma D}$	[–]	Součinitel tvaru pro namáhání ohybem v místě řezu D
$\alpha_{\tau A}$	[–]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě řezu A
$\alpha_{\tau B}$	[–]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě řezu B
$\alpha_{\tau C}$	[–]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě řezu C
$\alpha_{\tau D}$	[–]	Součinitel tvaru pro namáhání krutem v místě řezu D
$\beta_2$	[–]	Součinitel příslušné zdvihové třídy
$\beta_{\sigma A}$	[–]	Součinitel vrubu pro namáhání ohybem v místě řezu A
$\beta_{\sigma B}$	[–]	Součinitel vrubu pro namáhání ohybem v místě řezu B
$\beta_{\sigma C}$	[–]	Součinitel vrubu pro namáhání ohybem v místě řezu C
$\beta_{\sigma D}$	[–]	Součinitel vrubu pro namáhání ohybem v místě řezu D
$\beta_{\tau A}$	[–]	Součinitel vrubu pro namáhání krutem v místě řezu A
$\beta_{\tau B}$	[–]	Součinitel vrubu pro namáhání krutem v místě řezu B
$\beta_{\tau C}$	[–]	Součinitel vrubu pro namáhání krutem v místě řezu C
$\beta_{\tau D}$	[–]	Součinitel vrubu pro namáhání krutem v místě řezu D
$\gamma$	[–]	Součinitel závislý na proměnlivosti zatížení pro střední provoz
$\gamma_{cf}$	[–]	Součinitel kontaktní únosnosti
$\gamma_m$	[–]	Obecný součinitel spolehlivosti
$\delta$	[–]	Hodnota závislá na konstrukci jeřábu
$\delta_v$	[–]	Součinitel kombinace pasivních odporů a tlaku od větru

$\eta_c$	[-]	Celková mechanická účinnost
$\kappa$	[-]	Součinitel zatěžování motoru
$\varkappa$	[-]	Výpočtový součinitel zahrnující ostatní odpory
$\nu$	[-]	Koeficient radiální deformace
$\zeta_G$	[-]	Součinitel podle křivky, které dosahují maxima v časovém úseku
$\sigma'_{Co}$	[MPa]	Korigovaná mez únavy
$\sigma_{aA}$	[MPa]	Amplituda normálového napětí v místě řezu A
$\sigma_{aB}$	[MPa]	Amplituda normálového napětí v místě řezu B
$\sigma_{aC}$	[MPa]	Amplituda normálového napětí v místě řezu C
$\sigma_{aD}$	[MPa]	Amplituda normálového napětí v místě řezu D
$\sigma_{aRedA}$	[MPa]	Redukované napětí amplitudy v místě řezu A
$\sigma_{aRedB}$	[MPa]	Redukované napětí amplitudy v místě řezu B
$\sigma_{aRedC}$	[MPa]	Redukované napětí amplitudy v místě řezu C
$\sigma_{aRedD}$	[MPa]	Redukované napětí amplitudy v místě řezu D
$\sigma_{Co}$	[MPa]	Mez únavy při střídavém ohybu oceli 1.0050
$\sigma_{mA}$	[MPa]	Střední normálové napětí v místě řezu A
$\sigma_{MA}$	[MPa]	Souřadnice se Sodebergovou přímkou v místě řezu A
$\sigma_{mB}$	[MPa]	Střední normálové napětí v místě řezu B
$\sigma_{MB}$	[MPa]	Souřadnice se Sodebergovou přímkou v místě řezu B
$\sigma_{mC}$	[MPa]	Střední normálové napětí v místě řezu C
$\sigma_{MC}$	[MPa]	Souřadnice se Sodebergovou přímkou v místě řezu C
$\sigma_{mD}$	[MPa]	Střední normálové napětí v místě řezu D
$\sigma_{mRedA}$	[MPa]	Redukované střední napětí v místě řezu A
$\sigma_{mRedB}$	[MPa]	Redukované střední napětí v místě řezu B
$\sigma_{mRedC}$	[MPa]	Redukované střední napětí v místě řezu C
$\sigma_{mRedD}$	[MPa]	Redukované střední napětí v místě řezu D
$\sigma_{OA}$	[MPa]	Normálové napětí od ohybu v místě řezu A
$\sigma_{OB}$	[MPa]	Normálové napětí od ohybu v místě řezu B
$\sigma_{OC}$	[MPa]	Normálové napětí od ohybu v místě řezu C
$\sigma_{OD}$	[MPa]	Normálové napětí od ohybu v místě řezu D
$\sigma_{RedA}$	[MPa]	Redukované napětí v místě řezu A
$\sigma_{RedB}$	[MPa]	Redukované napětí v místě řezu B
$\sigma_{RedC}$	[MPa]	Redukované napětí v místě řezu C

$\sigma_{RedD}$	[MPa]	Redukované napětí v místě řezu D
$\tau_{aA}$	[MPa]	Amplituda smykového napětí v místě řezu A
$\tau_{aB}$	[MPa]	Amplituda smykového napětí v místě řezu B
$\tau_{aC}$	[MPa]	Amplituda smykového napětí v místě řezu C
$\tau_{aD}$	[MPa]	Amplituda smykového napětí v místě řezu D
$\tau_{mA}$	[MPa]	Střední smykové napětí v místě řezu A
$\tau_{mB}$	[MPa]	Střední smykové napětí v místě řezu B
$\tau_{mC}$	[MPa]	Střední smykové napětí v místě řezu C
$\tau_{mD}$	[MPa]	Střední smykové napětí v místě řezu D
$\tau_{OA}$	[MPa]	Smykové napětí v místě řezu A
$\tau_{OB}$	[MPa]	Smykové napětí v místě řezu B
$\tau_{OC}$	[MPa]	Smykové napětí v místě řezu C
$\tau_{OD}$	[MPa]	Smykové napětí v místě řezu D
$\Phi_1$	[–]	Součinitel zahrnující účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
$\Phi_2$	[–]	Součinitel zahrnující setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu
$\Phi_{2min}$	[–]	Součinitel příslušné zdvihové třídy
$\Phi_3$	[–]	Součinitel zahrnující zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu
$\Phi_4$	[–]	Součinitel od zrychlením pohonů
$\Phi_5$	[–]	Součinitel zahrnující zatížení způsobená přičením
$\Phi_6$	[–]	Součinitel zahrnující zatížení při dynamických zkouškách
$\Phi_7$	[–]	Součinitel zahrnující zatížení způsobená silami na nárazníky

## SEZNAM PŘÍLOH

I.	Pojezdový mechanismus mostového jeřábu	1-A0-BP-21-0
II.	Mechanismus hnacího kola	1-A0-BP-21-6
III.	Hnací hřídel	1-A1-BP-21-6-2